



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH SVISLÉHO DOPRAVNÍKU PRO SYPKÉ MATERIÁLY

DESIGN OF VERITCAL BELT CONVEYOR FOR POWDERY MATERIAL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Tulis

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radek Lán

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Tomáš Tulis**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Radek Lán**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh svislého dopravníku pro sypké materiály

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je vypracovat návrh svislého dopravníku na sypké hmoty dle požadovaných parametrů a platných norem. Součástí bakalářské práce jsou návrhové a kontrolní výpočty kritických částí dopravníku. Návrh dopravníku je prováděn s ohledem na jednoduchou vyrobiteľnosť, montáž a nízke náklady.

Cíle bakalářské práce

Sepište stručnou rešerši pásových dopravníků.

Navrhnete části dopravníku na základě doporučení výrobce pásu.

Provedte návrh pohonu na základě normy ISO 5048.

Výpočtem zkontrolujte/navrhnete hlavní konstrukční uzly dopravníku (hřídele, ložiska,...).

Vypracujte výkres sestavy dopravníku s naznačenou podpůrnou konstrukcí.

Parametry dopravníku:

Dopravní výkon: 100 t/hod

Hustota materiálu: 1500 kg/m³

Osová vzdálenost přesypů: 40 m

Výškový rozdíl: 37 m

Kusovitost/zrnitost: 70 mm

Seznam literatury

Gajdušek, J., Škopán, M. (1988): Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skripta VUT v Brně.

ISO 5048 (1989): Continuous mechanical handling equipment - Belt conveyors with carrying idlers - Calculation of operating power and tensile force, International Organization for Standardization Geneva.

Polák, J., Pavliška, J., Slíva, A. (2010): Dopravní a manipulační zařízení I., Ostrava.

Shigley, J. E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-8-214-2629-0.

Continental,

http://www.contitech.de/pages/produkte/transportbaender/cbgindustry/flexowell_en.html,
přístup 12. srpna 2015

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Obsahem bakalářské práce je vypracovat návrh svislého pásového dopravníku na sypké hmoty s dopravním výkonem $100\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, osovou vzdáleností přesypů 40 m a výškovým rozdílem 37 m.

Součástí práce je stručný popis pásových dopravníků a jejich částí, návrh hlavních částí dopravníku, návrh pohonu na základě normy ČSN ISO 5048 a kontrolní výpočet hlavních konstrukčních uzlů dopravníku.

Práce je doplněna o požadovanou výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový dopravník, svislý pásový dopravník, dopravní pás Flexowell, pohon dopravníku, sypký materiál.

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to design a vertical belt conveyor for powdery materials with the transport capacity of $100\,000\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ and the axial distance between the drums of 40 m and height difference of 37 m.

The thesis includes a brief description of conveyor belts and their components, design of the main parts of the conveyor, design of the drive of the conveyor according to the standard ČSN ISO 5048 and the calculation of the main structural nodes of the conveyor.

The assembly drawings of the vertical belt conveyor are included within the thesis.

KEYWORDS

belt conveyor, vertical belt conveyor, conveyor belt Flexowell, drive of conveyor, powdery materials



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TULIS, T. *Návrh svislého dopravníku pro sypké materiály*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 89 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radek Lán



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Radka Lána a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Tomáš Tulis



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Radkovi Lánovi za ochotu, odborné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Mé poděkování patří i mým kolegům za jejich cenné rady.



OBSAH

Úvod	12
1 Přehled problematiky pásových dopravníků	13
1.1 Doprava a manipulace pásovými dopravníky	13
1.2 Rozdělení pásových dopravníků	13
1.3 Konstrukce pásového dopravníku	14
1.4 Části pásového dopravníku	15
1.4.1 Dopravní pás	15
1.4.2 Nosné válečky	17
1.4.3 Nosné válečkové stolice	18
1.4.4 Strážní válečky	19
1.4.5 Bubny	19
1.4.6 Poháněcí stanice	20
1.4.7 Napínací zařízení	21
1.4.8 Čistič pásu	22
1.5 Výrobci dopravníků	23
1.5.1 VVV Most spol. s r.o.	23
1.5.2 Kešner a.s.	23
1.5.3 Transys spol. s r.o.	23
1.6 Normy	25
2 Analýza problému a cíle práce	26
2.1 Analýza problému	26
2.1.1 Určení druhu dopravovaného materiálu a jeho vlastnosti	26
2.1.2 Volba tvaru dopravníku, nosné konstrukce a způsob krytování	26
2.1.3 Volba pohonu a určení požadovaného výkonu dopravníku	27
2.1.4 Konstrukční provedení nakládání a vykládání dopravovaného materiálu	28
2.1.5 Zajištění bezpečnosti	28
2.2 Cíle práce	28
3 Řešení	30
3.1 Zadané parametry	30
3.2 Návrh pásu a jednotlivých částí dopravníku	30
3.2.1 Dopravní výkon	30
3.2.2 Objemový dopravní výkon	30
3.2.3 Minimální parametry pásu	30
3.2.4 Kontrola zvolených parametrů	32
3.2.5 Volba vlnovce	Chyba! Záložka není definována.



3.2.6	Volba dopravního pásu	33
3.2.7	Volba vlnovce	33
3.2.8	Návrh hnacího a hnaného bubnu	34
3.2.9	Volba válečků horní a dolní větve	35
3.2.10	Návrh ohýbacích disků a bubnů	35
3.2.11	Návrh přechodového oblouku	36
3.2.12	Návrh čističe pásu a shrnovače bubnů	37
3.2.13	Volba vedení pásu	37
3.3	Návrh pohonu dopravníku	37
3.3.1	Hlavní odpory	38
3.3.2	Odpor k překonání dopravní výšky	40
3.3.3	Znamé vedlejší a přídavné odpory	40
3.3.4	Výpočet tahů v pásu	42
3.3.5	Výpočet celkových odporů	49
3.3.6	Výpočet provozního výkonu motoru	50
3.3.7	Volba pohonu	51
3.3.8	Kontrola zvoleného elektromotoru	52
3.3.9	Kontrola zvolené převodovky	54
3.3.10	Volba brzdy	55
3.4	Pevnostní kontrola kritických částí dopravníku	56
3.4.1	Kontrola pevnosti dopravního pásu	56
3.4.2	Kontrola přenosu obvodové síly na hnací buben	58
3.4.3	Kontrola pera na hnacím hřídeli	58
3.4.4	Kontrola hřídele hnacího bubnu	60
3.4.5	Kontrola hnaného hřídele	63
3.4.6	Kontrola hřídele ohýbacího bubnu	65
3.4.7	Kontrola osy dolních ohýbacích disků	67
3.4.8	Kontrola osy horního ohýbacího disku	69
3.5	Výpočet ložisek	70
3.5.1	Kontrola ložisek hnacího bubnu	71
3.5.2	Kontrola ložisek hnaného bubnu	71
3.5.3	Kontrola ložiska ohýbacího bubnu	72
3.5.4	Kontrola ložiska dolního ohýbacího disku	73
3.5.5	Kontrola ložiska horního ohýbacího disku	74
3.5.6	Kontrola ložiska válečku válečkové stolice přechodového oblouku	75
3.5.7	Vyhodnocení výsledků kontroly ložisek	76



4	Konstrukce.....	77
	Závěr.....	80
	Seznam použitých zkratk a symbolů	83
	Seznam tabulek.....	88
	Seznam příloh.....	89



Úvod

V současné době je při konstrukci strojů a zařízení snaha o dosažení co nejproduktivnějšího a cenově nejvýhodnějšího řešení. Konstrukce dopravních zařízení není výjimkou. V případě dopravy sypkých látek je nejlépe volit takové zařízení, které při nakládání a vykládání nemusí zastavovat. To splňují zejména pásové dopravníky, které se vyrábějí v mnoha provedeních. Oproti jiným systémům, sloužícím k dopravě materiálu, je pásový dopravník z finančního hlediska považován za velice ekonomickou přepravu materiálu. To je hlavně díky jeho přizpůsobivosti různým podmínkám. Pásové dopravníky různých konstrukcí a modifikací se v dnešní době uplatňují zejména při těžbě, ve stavebnictví, zemědělství ale i v potravinářství.

Cílem této práce je vypracovat návrh svislého pásového dopravníku pro sypké materiály, který má oproti běžným pásovým dopravníkům několik rozdílů. Běžné pásové dopravníky používající klasický pás mohou dopravovat materiál buď ve vodorovném, nebo mírně šikmém směru. K tomu, aby dopravník mohl dopravovat materiál strmě nebo svisle vzhůru, tedy pod úhlem až 90°, je zapotřebí speciálního dopravního pásu.

Svislý pásový dopravník se skládá z velké většiny ze stejných částí jako běžný pásový dopravník. Dopravní pás je poháněn hnacím bubnem, napínán napínacím bubnem a veden v pracovní i vratné větvi nosnými válečky. Velký rozdíl je v dopravním pásu, který je v tomto případě opatřen přepážkami umístěnými mezi zvlněnými okraji pásu, ve kterých je materiál dopravován svisle vzhůru.

Tato práce je rozdělena na několik částí. V první části je teorie zabývající se obecně problematikou pásových dopravníků, která má za úkol blíže seznámit s jednotlivými díly, ze kterých jsou pásové dopravníky složeny, normami a výrobci. Analýzou problému a stanovením cílů se zabývá druhá část práce. V třetí části práce je proveden návrh dopravníku a kontrola kritických částí. Závěrečná čtvrtá část obsahuje výkresovou dokumentaci.



1 PŘEHLED PROBLEMATIKY PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

1.1 DOPRAVA A MANIPULACE PÁSOVÝMI DOPRAVNÍKY

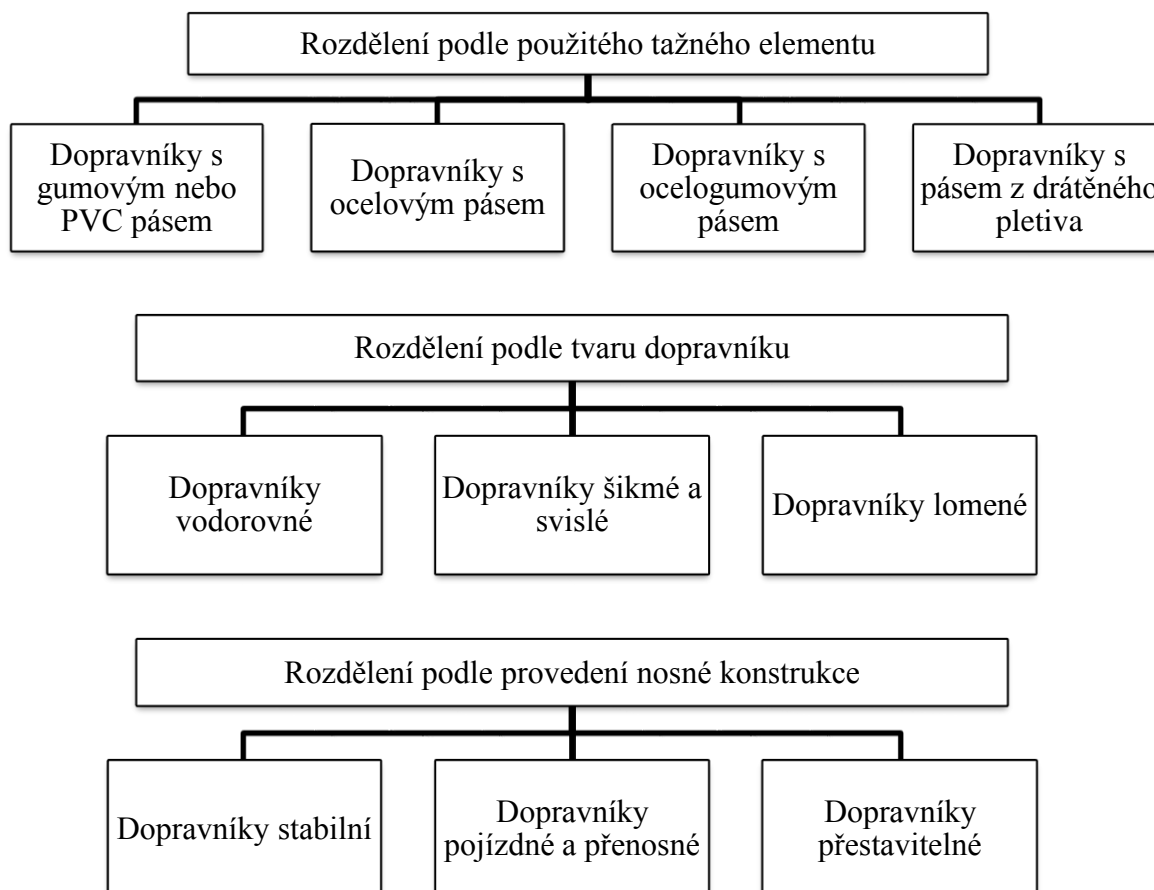
Pásové dopravníky jsou zařízení, která umožňují dopravovat různé typy materiálu a to v šikmém nebo vodorovném směru. Charakteristickou částí dopravníku je dopravní pás, který tvoří tažný, ale i nosný prvek pro přepravovaný materiál. [1]

K přednostem pásových dopravníků patří univerzálnost, vysoká dopravní rychlost, vysoký dopravní výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba, malá spotřeba energie, malá hlučnost, možnost nakládání a vykládání dopravovaného materiálu v jakémkoliv místě dopravníku. [2]

Pásové dopravníky mají však omezené využití při šikmé dopravě, strmé dopravě a při přepravě horkých materiálů. V těchto případech je nutné použití speciálních pásů. V případě většího úhlu stoupání, je třeba použít pás s navulkanizovanými opěrkami různých tvarů. Při přepravě horkých materiálů je dobré využít dopravníky s ocelovým pásem. [1]

1.2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

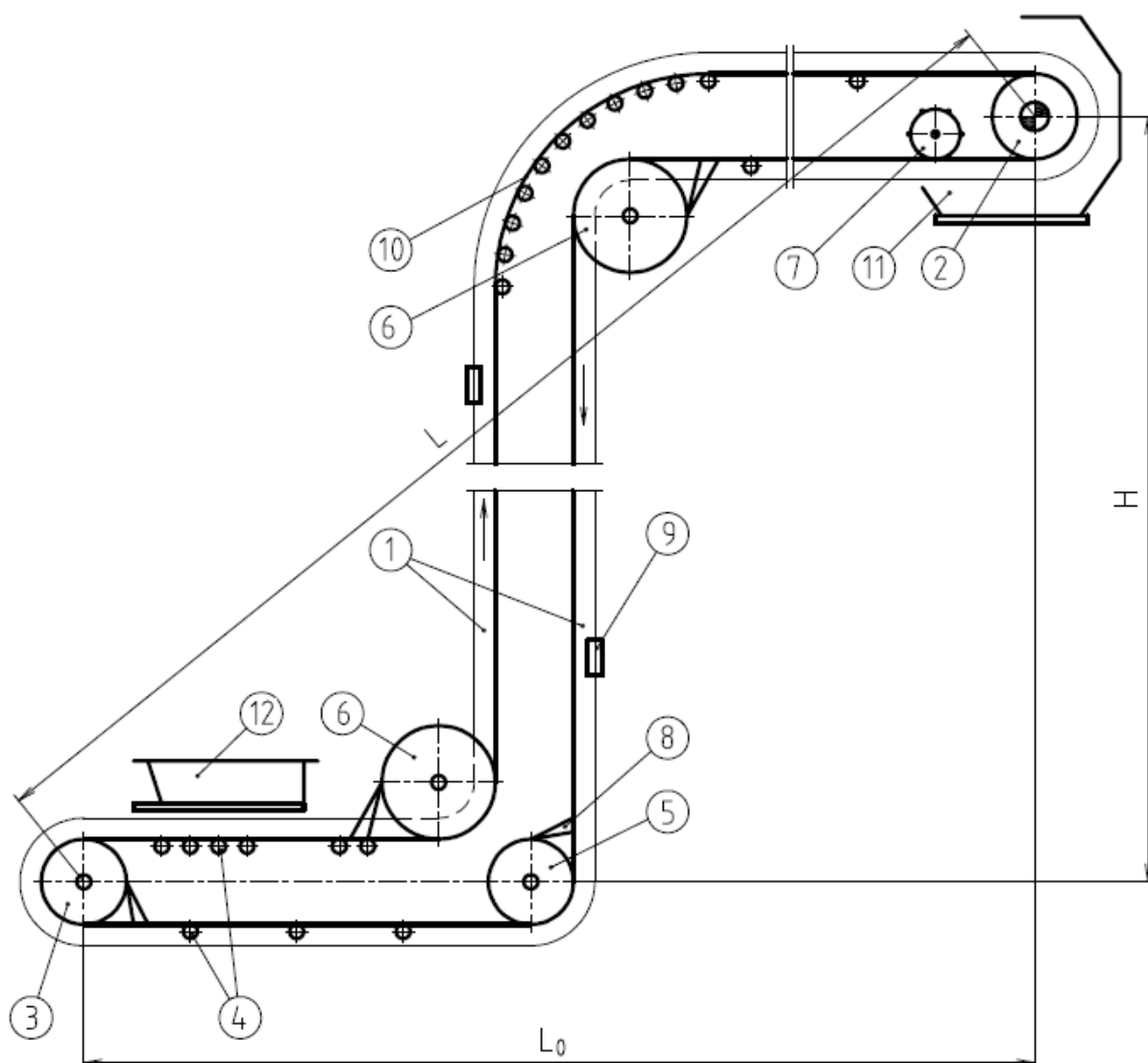
Literatura [1] s odkazem na ČSN 26 0001 rozděluje pásové dopravníky dle těchto kritérií.





1.3 KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Problematika pásových dopravníků je velmi rozsáhlá. V praxi se používá mnoho různých typů a tvarů dopravníků. Ty se navzájem liší druhem přepravovaného materiálu, použitím, pracovním prostředím a součástmi, kterými je dopravník tvořen. Nejčastěji vyskytujícím se a zároveň nejjednodušším zařízením je dopravník s přímým gumovým pásem. Na tomto zařízení většina publikací popisuje jednotlivé části dopravníku. S ohledem na problematiku, kterou řeší tato práce, je na obr. 1 znázorněno schéma svislého pásového dopravníku. Tento dopravník se z velké části skládá ze stejných typů součástí jako jiné dopravníky, ale má několik zvláštností, které na jiných zařízeních nenajdeme. Jedná se zejména o specifický typ dopravního pásu a součásti související s jeho čištěním. Hlavní části tohoto dopravníku budou blíže popsány v následující kapitole.



Obr. 1 Schéma svislého pásového dopravníku; 1 – dopravní pás; 2 – hnací buben; 3 – hnací a napínací buben; 4 – nosné válečky; 5 – ohýbací buben; 6 – ohýbací disk; 7 – čistič pásu; 8 – čistič bubnu; 9 – vedení pásu; 10 – přechodový oblouk; 11 – výsypka; 12 – násypka



Pásový dopravník na obr. 1 je charakterizován několika základními rozměry. Mezi tyto rozměry patří osová vzdálenost přesypů L [m], horizontální vzdálenost bubnů L_0 [m], a výškový rozdíl H [m]. Dále se uvádí šířka použitého dopravního pásu B [mm].

1.4 ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

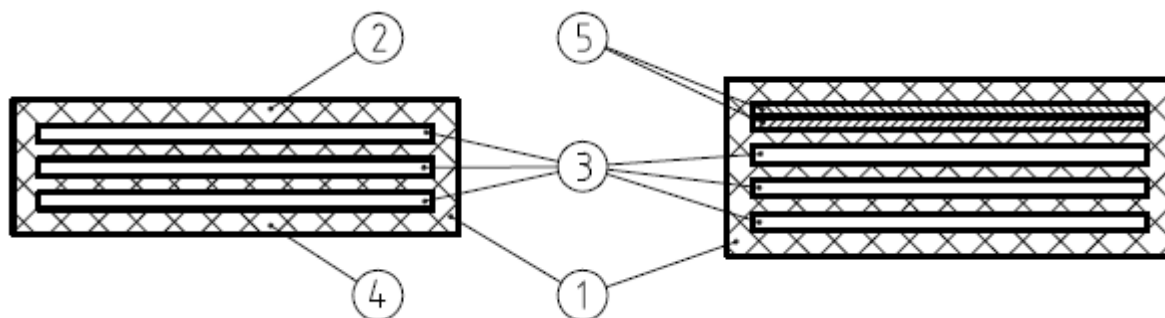
1.4.1 DOPRAVNÍ PÁS

Nejdůležitější část pásového dopravníku je dopravní pás. Je to uzavřený prvek, který obíhá mezi hnacím a hnaným (napínacím) bubnem. Plní funkci nesení dopravovaného materiálu a také funkci tažného prvku, který přenáší veškeré odpory vzniklé při přepravě materiálu. [3]

Požadavky kladené na dopravní pás jsou vysoká odolnost proti opotřebení otěrem, vysoká životnost, vysoká podélná tuhost (malé prodloužení i při vysokých tazích v pásu), minimální navlhavost, vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti a schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání. [1]

Dopravní pásy jsou vyráběny s kostrou nebo bez kostry. Kostra může být textilní nebo ocelová. S textilní kostrou se zhotovují pryžové pásy nebo PVC pásy s povrchem hladkým, žebrovaným nebo profilovým. V případě ocelové kostry jde o pásy ocelolanové a ocelopryžové. [2]

Klasický dopravní pás, jehož řez je znázorněn na obr. 2, je složen z nosné kostry chráněné z obou stran gumovými krycími vrstvami a z gumových ochranných okrajů. Nosná kostra je tvořena textilními vložkami z bavlny nebo polyamidu, které jsou navzájem spojeny tenkými vrstvami měkké pryže. Horní krycí vrstva chrání kostru proti abrazivním účinkům materiálu, atmosférickým vlivům a mechanickému poškození. Dolní krycí vrstva ji ochrání před abrasivními účinky nosných válečků a bubnů. Boční vrstvy slouží k ochraně před strážnými válečky a vodícími lištami. [1]



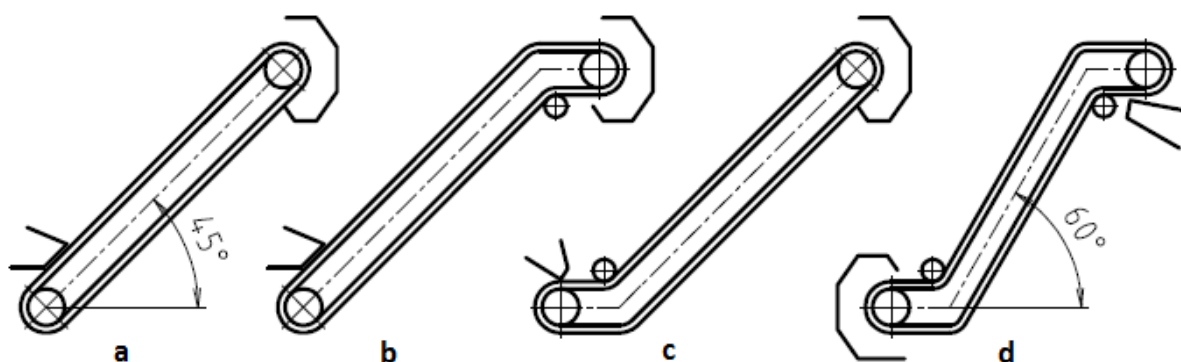
Obr. 2 Řez pásem [1];

1 – boční ochranný okraj; 2 – horní krycí vrstva; 3 – pogumované textilní vložky; 4 – dolní krycí vrstva; 5 – ochranné vložky z pogumované tkaniny



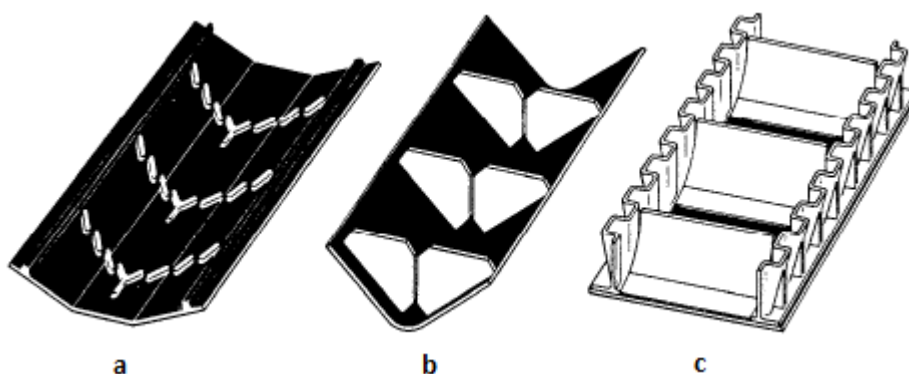
Při volbě pásu lze vybírat mezi pásy celistvými a nespojenými. Pásy celistvé jsou spojené vulkanizací na požadovanou délku již při výrobě. Pásy nespojené se dodávají s nespojenými konci. Ke spojení dochází mechanicky nebo za pomoci vulkanizace až při montáži. [1]

Pásové dopravníky, které používají klasický dopravní pás nebo pás s kostrou tvořenou ocelovými lanky, nemohou mít větší sklon než 18 až 20° dle dopravovaného materiálu. Vhodnými úpravami dopravníku nebo pásu lze dosáhnout větších sklonů. Takové dopravníky řadíme mezi tzv. strmé a svislé pásové dopravníky (obr. 3). [3]



Obr. 3 Schéma dopravníků se sklonem 45 až 60° [2]

Ve většině případů se úpravy týkají pouze pásu. Pokud je pás opatřen příčnými žebry, lze dosáhnout sklonu dopravníku 30 až 45° dle výšky žebér a dopravovaného materiálu. Dále je možné použít pás, ke kterému jsou připevněny zvlněné boční stěny. Tento pás umožní zvětšení ložného průřezu a sklon dopravníku 45 až 60°. Se speciálními pásy (obr. 4), u kterých žebra s vlnitými lemy tvoří kapsu, lze dosáhnout svislé dopravy. Mezi tyto pásy patří např. pás typu FLEXOWELL nebo SBS. Nevýhodou těchto typů pásů je velmi obtížné čištění a vedení odpadní větve. [3]

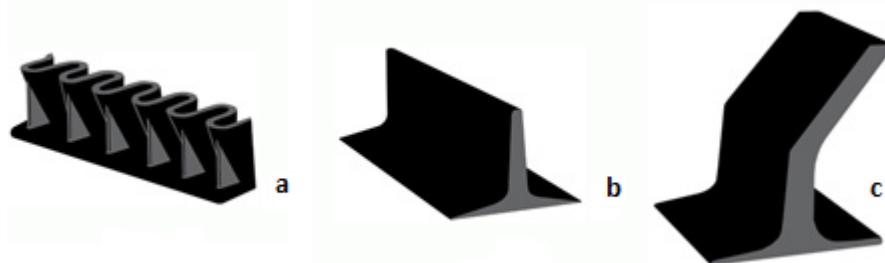


Obr. 4 Různé typy profilových dopravních pásů pro strmou dopravu [2]; a) pás s výstupky; b) pás s přepážkami; c) pás s bočními vlnovci

Dopravní pás typu FLEXOWELL umožňuje dopravu většího množství materiálu v libovolném sklonu dopravníku. Velikost sklonu dopravníku závisí zejména na tom, jaký typ příček (obr. 5 – b, c) je použit a jaká je výška bočních vlnovců (Obr. 5 – a), které jsou navulkanizovány na klasický hladký dopravní pás. U větších konstrukcí mohou být tyto prvky



uchyceny i mechanicky. Výhodou těchto pásů je ekonomický provoz, minimální požadavek na pracovní prostor, nízké náklady na údržbu a schopnost přepravovat velké objemy materiálu. [4]



Obr. 5 Dopravní pás s bočními vlnovci [5]; a) vlnovcový okraj; b) přepážka kolmá; c) přepážka skloněná

Firma VVV Most nabízí pás, který má boční vlnovce pryžové nebo pryžové s textilní kostrou. Boční vlnovce pryžové jsou vysoké 40 až 140 mm a jejich šířka je 35 až 50 mm. Boční vlnovce pryžové s textilní kostrou mají výšku větší. Jsou vysoké 120 až 350 mm a jejich šířka je 75 až 110 mm. Velikost příček těchto pásů se pohybuje podle typu od 35 do 360 mm. Na požádání mohou být tyto pásy odolné olejům, vysokým teplotám a hoření. [4]

1.4.2 NOSNÉ VÁLEČKY

Nosné válečky (obr. 6) jsou důležitou součástí pásového dopravníku, protože mají velký vliv na jeho vlastnosti. Jejich hlavní funkcí je podpírat a vést dopravní pás. Při výběru vhodných nosných válečků lze volit mezi válečky s pevnou osou a válečky s čepy ve víku. K výhodám válečků s pevnou osou patří snadná vyměnitelnost a nižší odpory proti pohybu. Nevýhodami je jejich velká hmotnost a s tím spojená vysoká cena, vyšší rychlost kuliček v ložisku a tím i nižší životnost. Používají se zejména pro pásy menších šířek. Válečky s čepy ve víku se používají pro větší šířky pásů. Výhodou je, že mají nižší hmotnost, a proto jsou i levnější. Nevýhodou je, že vyžadují náročnou montáž z důvodu přesného uložení ložisek. [1]

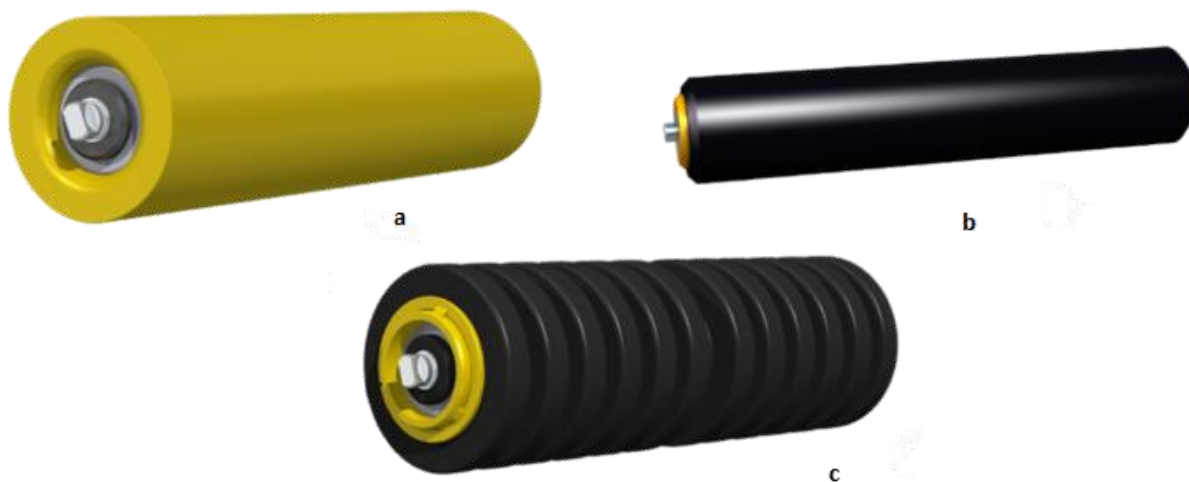


Obr. 6 Řez nosným válečkem [14]

Výrobou a dodáváním dopravníkových válečků se zabývá např. firma Transroll. Z jejich katalogu lze vybrat vhodný nosný váleček podle průměru pláště nebo hřídele, a také podle typu ložiska. Na výběr je několik typů válečků, které se doporučují pro šířku pásu do 2000 mm. Najdeme tam hladké válečky (obr. 7 - a), které jsou používány v horních a dolních válečkových stolicích dopravníku. Dále také pogumované (obr. 7 - b) a kotoučové (obr. 7 - c)



dopravníkové válečky, vhodné pro snížení dynamických účinků přepravovaného materiálu dopadajícího na pás pod násypkou pásového dopravníku.



Obr. 7 Válečky firmy Transroll [12]; a) hladký váleček; b) pogumovaný váleček; c) kotoučový váleček

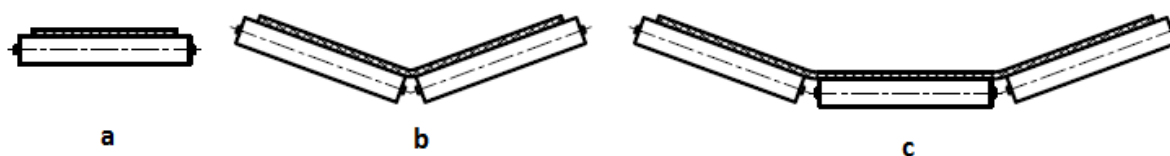
Jedním z dalších výrobců nosných válečků je firma GTK, která má ve své nabídce podobné typy válečků, ale až do šířky pásů 2400 mm. Katalogové průměry válečků jsou 63, 78, 89, 102, 108, 127, 133, 152, 159 a 194 mm. Jejich délky se pohybují od 500 do 2200 mm. Průměry hřídelů od 20 do 60 mm. [5]

1.4.3 NOSNÉ VÁLEČKOVÉ STOLICE

Nosné válečkové stolice jsou tvořeny z několika válečků. Jejich úkolem je podírat horní větev pásu s materiálem a spodní prázdnou vratnou větev. [1]

Horní válečkové stolice tvoří ložný profil dopravníku, který ve velké míře určuje vlastnosti pásového dopravníku. V praxi se nejčastěji používají rovné válečkové stolice (jednoválečkové), válečkové stolice ve tvaru V (dvouválečkové) a válečkové stolice ve tvaru U (tříválečkové). Tvar těchto typů stolic je zobrazen na obr. 8. [2]

Válečkové stolice rovné se využívají zejména pro prázdnou dolní větev pásu. Ostatní druhy válečkových stolic tzv. korýtkové válečkové stolice se používají pro horní dopravní větev. Vnější válečky bývají skloněny o 20 až 35°. Tento sklon ovlivňuje zvětšení příčného průřezu materiálu na pásu. [1]



Obr. 8 Tvary nosných válečkových stolic [5]; a) jednoválečková; b) dvouválečková; c) tříválečková

Výše zmínění výrobci nosných válečků firma Transroll a GTK, nabízejí také jejich montáž do vybraných typů válečkových stolic.

1.4.4 STRÁŽNÍ VÁLEČKY

Při pohybu pásu po nosných válečcích často dochází k jeho vybočování do stran. To je nejčastěji způsobeno nepřesným spojením konců pásu, nepřesnou montáží válečků a nerovnoměrným zatížením. Aby nedocházelo k vybočování, používají se u dopravníků strážné válečky (obr. 9). Tyto válečky jsou instalovány v pravidelných roztečích na obou stranách pásu. Jejich nevýhodou je snižování životnosti pásu, který je nárazy a otěrem o tyto válečky poškozován. [1]

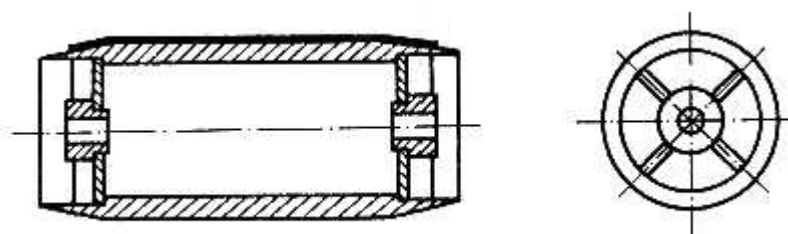


Obr. 9 Stolice se strážnými válečky [16]

1.4.5 BUBNY

Každý pásový dopravník je sestaven minimálně ze dvou bubnů, alespoň z jednoho hnacího a jednoho hnaného (napínacího). Oba tyto bubny zabezpečují základní funkci a chod pásového dopravníku. [5]

Bubny pásových dopravníků jsou vyráběny svařováním (obr. 10) nebo odléváním. Jejich povrch může být rovný s kónickými konci nebo bombírován pro lepší vedení pásu. [1].



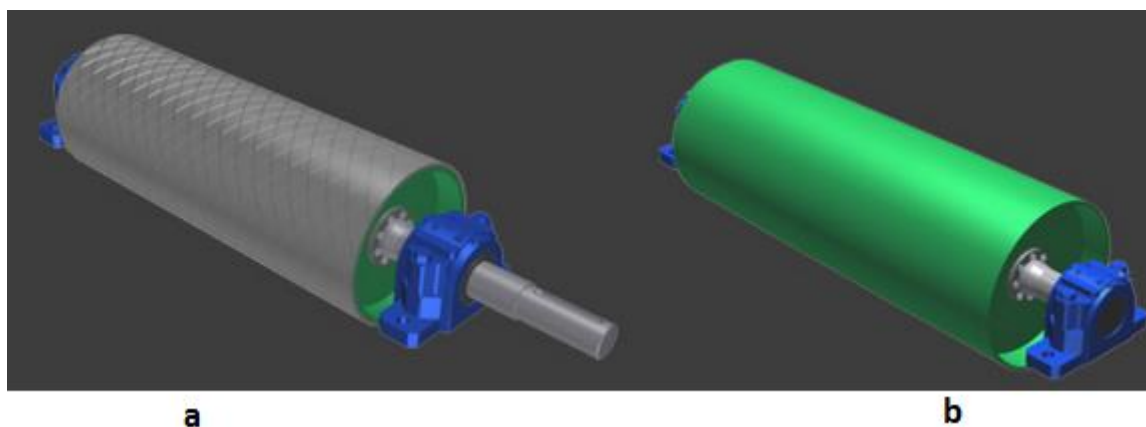
Obr. 10 Buben pásového dopravníku [6]

Hnací bubny jsou umístěny na přepadovou stranu dopravníku. Jejich úkolem je zabezpečit přenos vysokých obvodových sil na pás. Aby byl tento přenos zajištěn, musí být jejich povrch pogumován nebo i opatřen vzorkem z důvodu zvýšení součinitele tření. Napínací bubny jsou



umístěny před místem násypu materiálu na pás. Mají za úkol napínat pás, aby nedocházelo k prokluzu pásu na hnacím bubnu. [1]

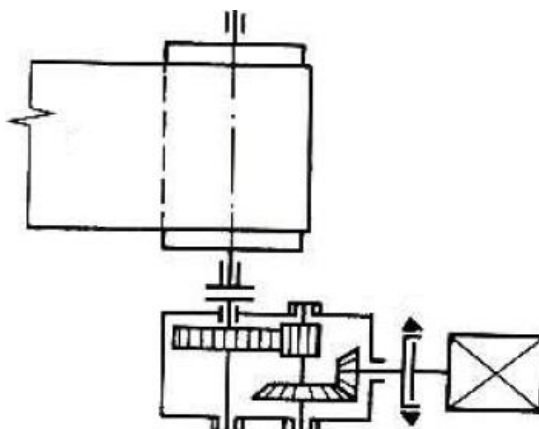
Firma GTK se mimo jiné zabývá i výrobou bubnů k pásovým dopravníkům. Tyto bubny vyrábí pro šířku dopravního pásu od 400 do 2200 mm a normalizovaných průměrů 190, 215, 240, 270, 320, 400, 500, 630 a 800 mm. Jejich sortiment se dělí na hnací bubny hladké nebo pogumované (obr. 11 – a), napínací bubny (obr. 11 – b) a přitlačné bubny, které se využívají pro zvětšení úhlu opásání hnacího bubnu. Polotovarem těchto bubnů je trubka $\varnothing 194 - 820$ mm. Bubny mají lakovaný povrch a jsou osazeny ložisky dle požadavků zákazníka.



Obr. 11 Bubny firmy GTK [5]; a) hnací buben; b) napínací buben

1.4.6 POHÁNĚCÍ STANICE

Poháněcí stanice (obr. 12) se používá pro pohon pásového dopravníku. Zajišťuje přeměnu točivého momentu na tažnou sílu v dopravním pásu. Nejčastěji se skládá s elektromotorem, převodové skříně, spojek, brzdy a hnacího bubnu.



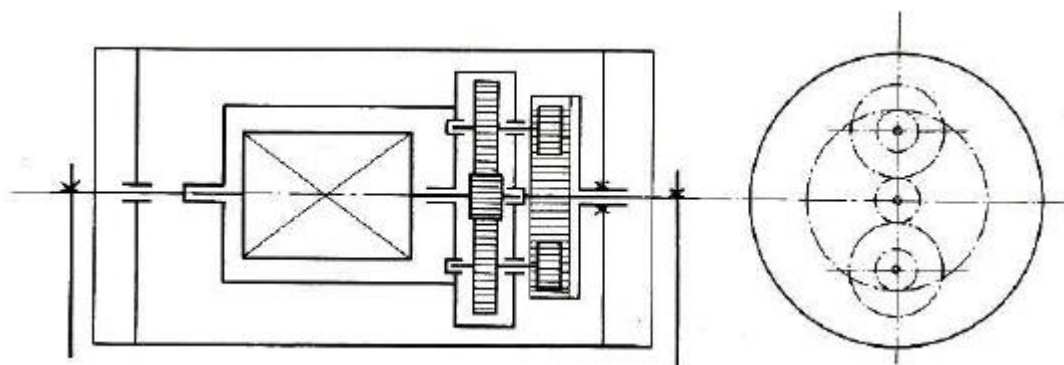
Obr. 12 Poháněcí stanice [6]

Nejvhodnější umístění poháněcí stanice je zpravidla takové, aby horní dopravní větev byla tažena. V případě šikmých a svislých pásových dopravníků bývá v nejvyšším místě



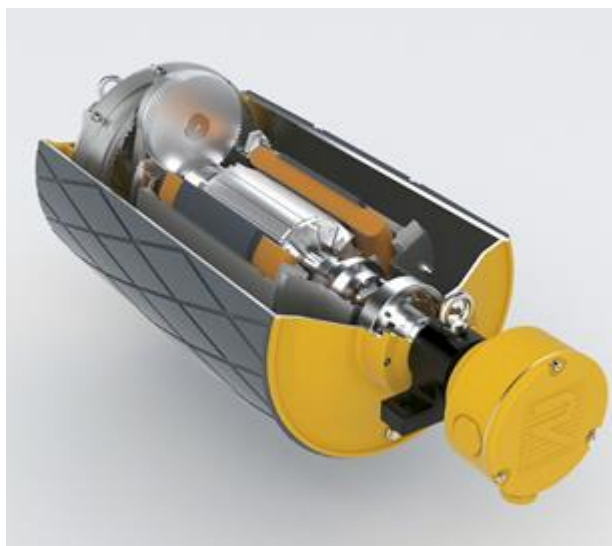
dopravníku a musí obsahovat i stavěcí brzdu, aby se pás po vypnutí motoru vlivem tíhy přepravovaného materiálu nerozběhl zpět. [6]

Pokud je zapotřebí šetřit místem, používá se elektrobuben (obr. 13). Jedná se o speciální hnací buben, který má uvnitř vestavěný elektromotor. [6]



Obr. 13 Elektrobuben [6]

Firma VVV Most, která se zabývá problematikou pásových dopravníků, využívá elektromotory s hliníkovou nebo litinovou kostrou s výkonem od 0,09 do 315 kW. Převodové skříně používá šnekové, čelní, kuželočelní, násuvné nebo pravoúhle podle vstupního výkonu. V případech kdy je vhodné využít pohon elektrobubnem, využívají se elektrobubny RULMECA (obr. 14). Tyto elektrobubny jsou nabízeny o průměrech 138, 165, 220, 320, 400, 500, 630, 800 a 1000 mm a o výkonech 0,1 až 250 kW. [4]



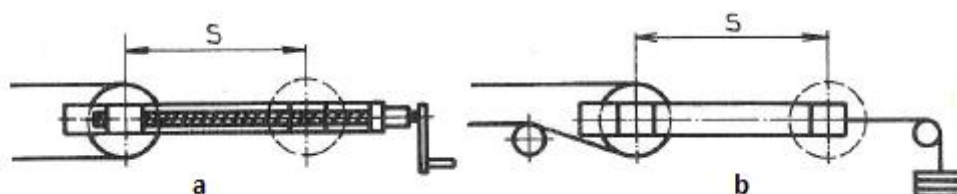
Obr. 14 Elektrobuben firmy Rulmeca [4]

1.4.7 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ

Aby mohla být na pás přenesena požadovaná tažná síla, je potřebná napínací síla, která vyvolává dostatečné tření mezi hnacím bubnem a pásem. K vyvození napínací síly nám slouží

napínací zařízení, na kterém závisí správné napnutí pásu, jeho životnost a hospodárnost zařízení. Toto zařízení je připevněno na napínací buben. [1]

Dle druhu a způsobu napínání rozlišujeme tuhá napínací zařízení (obr. 15 – a), která jsou vybavena napínacími šrouby, napínáky, apod., samočinná napínací zařízení se závažím (obr. 15 – b) a samočinná nebo ručně regulovatelná napínací zařízení pneumatická, elektrická a elektrohydraulická. [1]

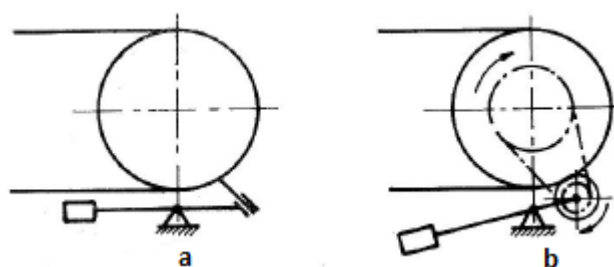


Obr. 15 Napínací zařízení [1]; a) tuhé; b) se závažím

1.4.8 ČISTIČ PÁSU

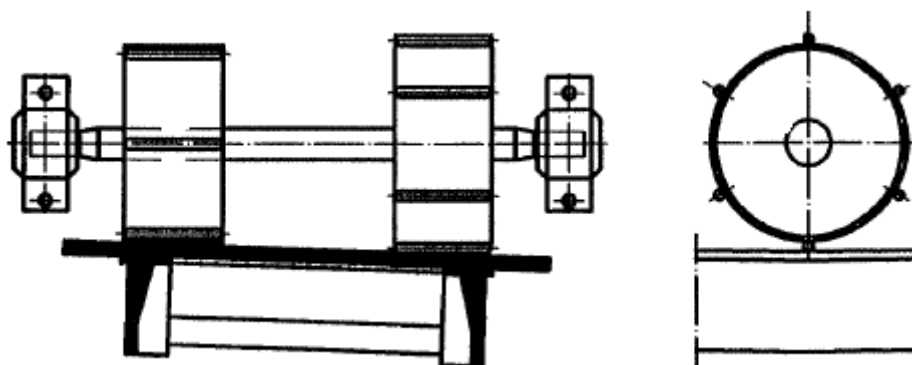
Jelikož pásové dopravníky dopravují většinou sypký materiál, který bývá lepkavý a vlhký, dochází k nalepování nečistot na pás. Protože se znečištěná strana pásu pohybuje ve vratné větvi po válečkách, musí být pás během provozu průběžně čištěn. K tomu slouží čistič pásu, který se umísťuje na začátek dolní větve. Čistič pásu má za úkol nalepený materiál setřít. Pokud by k čištění pásu nedocházelo, zvětšovaly by se odpory a také opotřebení pásu i hnacího bubnu. [1]

To, jaký čistič pásu použijeme, závisí na velikosti dopravníku a dopravovaného materiálu. Základním typ čističe pásu je tvořen měkkou gumou, která je pomocí závaží přitlačována na hnací buben (obr. 16 – a). Z hlediska účinnosti je vhodnější použít rotační čistič (obr. 16 – b), kde je čistícím orgánem válcový kartáč nebo plochá ocel skružená do šroubovice s velkým stoupáním a připevněnými gumovými pásky. Pohod rotačního čističe se uskutečňuje klínovým řemenem od hřídele hnacího bubnu. [1]



Obr. 16 Čistič pásu [1]

U svislých dopravníků, které používají zvlněné boční stěny, nelze tyto čističe pásu použít. Pro čištění těchto druhů pásů se používá speciálně navržený váleček (obr. 17), který má za úkol vyčistit kapsy těchto pásovéch dopravníků. Na obvodu má přivařeno v pravidelných roztečích 6 až 8 tyčí, které při otáčení klepou do spodní strany pásu a tím uvolňují přilepený materiál v kapse.



Obr. 17 Čistič pásu Flexowell [9]

1.5 VÝROBCI DOPRAVNÍKŮ

V České Republice se výrobě pásových dopravníků věnuje řada firem. V této kapitole jsou zmíněny společnosti VVV Most, Kešner a Transys, které se zabývají problematikou svislých pásových dopravníků s pásem typu FLEXOWELL.

1.5.1 VVV MOST SPOL. S R.O.

Firma VVV Most spol. s r.o. se sídlem v Mostě působí na trhu od roku 1990. Nabízí služby v oblasti projekce, výroby a údržby pásových dopravníků a dodávky zařízení na třídění kameniva, štěrku a písku.

Dopravníky typu Flexowell navrhují pro dopravu jakéhokoliv typu sypkého materiálu od jemně zrnitých materiálů až po velké kusy rudy. Tyto typy dopravníků nabízejí v délce do 20 m, šířce pásu 300 až 1200 mm a výkonu 10 až 1000 t/hod. [4]

1.5.2 KEŠNER A.S.

Společnost Kešner a.s. se sídlem v Králově Dvoře působí na trhu od roku 1991. Nabízí služby v oblasti technologické dopravy a skladování sypkých a kusových materiálů. V základní nabídce je vertikální a horizontální doprava, skladovací zařízení, zařízení pro dopravu a dávkování materiálu.

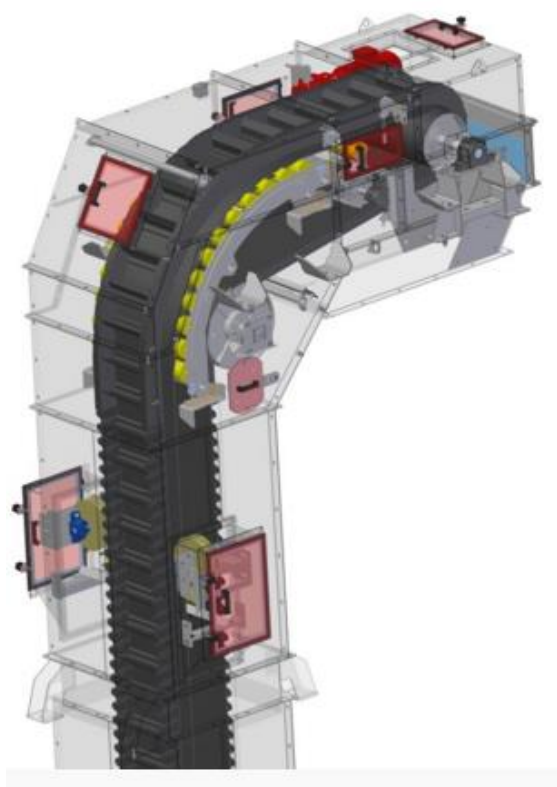
Strmý pásový dopravník typu Flexowell (obr. 18) určený k dopravě sypkých a kusových materiálů nabízejí pro šířky pásu od 400 do 1600 mm. Dopravovaný materiál může dosahovat teploty 120°C, krátkodobě až 150°C. [7]

1.5.3 TRANSYS SPOL. S R.O.

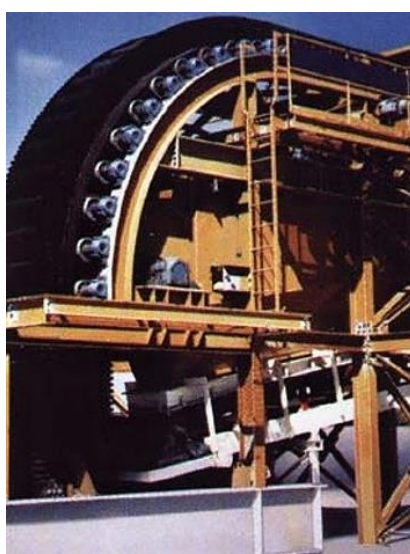
Společnost Transys se sídlem v Chrudimi působí na trhu od roku 1992. Řeší projekty v oblasti přepravy a skladování sypkých materiálů.



Strmý pásový dopravník Flexowell byl touto společností navržen a vyroben pro ECKG Kladno na dopravu drceného uhlí (obr. 19). Mezi jeho technické specifikace patří šířka pásu 600 mm, výška 35,3 m, maximální kapacita 400 t/h, rychlost pásu 2,5 m/s a instalovaný výkon 75 kW. [8]



Obr. 18 Strmý pásový dopravník firmy Kešner [7]



Obr. 19 Dopravník FLEXOWELL v ECKG Kladno



1.6 NORMY

Dle literatury [3] se na dopravu a manipulaci s materiálem pomocí pásových dopravníků vztahují následující normy.

ČSN 26 0001 Dopravní zařízení. Názvosloví a rozdělení.

ČSN 26 0002 Manipulace s materiálem. Názvosloví.

ČSN 26 0070 Klasifikace a označování sypkých hmot.

ČSN 26 0360 Názvosloví dopravních pásů.

ČSN ISO 5048 Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tlakových sil.

ČSN ISO 1819 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Všeobecná ustanovení.

ČSN ISO 7149 Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Bezpečnostní předpisy. Zvláštní ustanovení.



2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE

2.1 ANALÝZA PROBLÉMU

Problémy spojené s návrhem svislého pásového dopravníku jsou následující:

- Určení druhu dopravovaného materiálu a jeho vlastnosti
- Volba tvaru dopravníku, nosné konstrukce a způsob krytování
- Volba pohonu a určení požadovaného výkonu dopravníku
- Konstrukční provedení nakládání a vykládání dopravovaného materiálu
- Zajištění bezpečnosti

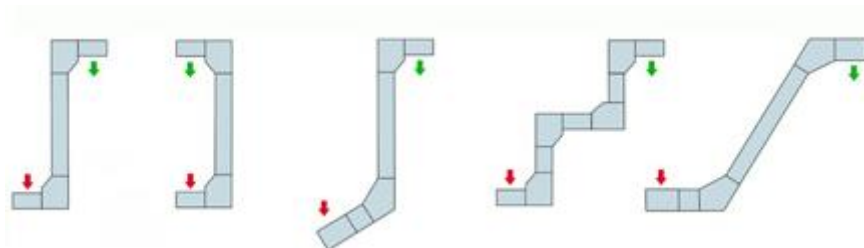
2.1.1 URČENÍ DRUHU DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU A JEHO VLASTNOSTI

Podle zadání je na pásovém dopravníku dopravován sypký materiál. Doprava takového materiálu má oproti dopravě kusového materiálu různá úskalí. Zejména proto, že sypké materiály jsou složeny z velmi malých volných částic, které se mohou navzájem volně pohybovat. Mezi těmito částicemi se vyskytují jisté třecí síly i za klidu, ale při změně vnějšího silového působení může sypký materiál měnit tvar. Pohyblivost částic je také důvodem, proč sypké materiály dokáží, na rozdíl od pevných těles, zaplnit příslušný objem dané přepážky. [3]

Hlavní parametry důležité pro konstrukci a provoz dopravního zařízení jsou zrnitost, vlhkost, sypný úhel a v neposlední řadě i teplota dopravovaného materiálu. K dalším vlastnostem, na které se musí při návrhu pásu brát ohled, jsou abrazivnost, zápalnost, lepivost a zda je dopravovaný materiál chemicky agresivní či neutrální. Tyto vlastnosti se zjišťují experimentálně a jejich hodnoty lze vyčíst v různých publikacích a katalozích.

2.1.2 VOLBA TVARU DOPRAVNÍKU, NOSNÉ KONSTRUKCE A ZPŮSOB KRYTOVÁNÍ

Dopravníky typu Flexowell se používají pro svislou dopravu materiálu tam, kde není dostatečný prostor pro konvenční dopravníky. Při návrhu je možné volit z několika možných konfigurací (obr. 20). [4]



Obr. 20 Příklady konfigurace dopravníků typu FLEXOWELL [4]

Nosná konstrukce dopravníku má za úkol přenášet zatížení z dopravníku a pnutí pásu přes bubny do podpěr a betonových základů. Jsou na ní připevněny válečková stoličky, bubny a



ostatní části dopravníku. Bývá zhotovena svařováním z různých tenkostěnných profilů, trubek a plechů.

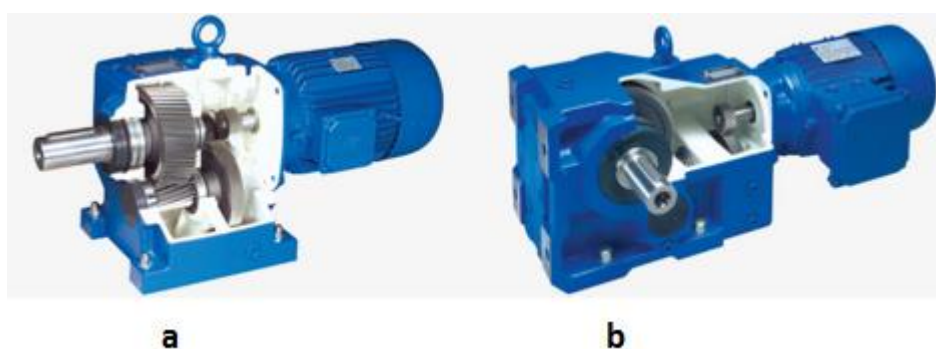
Dále je nezbytné brát ohled na klimatické podmínky. Tedy zda bude dopravník pracovat ve vnitřním nebo venkovním prostředí. S tím je spojeno i krytování dopravníku. Celý dopravník od místa násypu až do místa výsypu je kompletně zakrytovaný. Krytování poskytuje ochranu dopravovanému materiálu před povětrnostními vlivy, ochranu okolnímu prostředí před kontaminací dopravovaným materiálem (prašnost) a samozřejmě ochranu osob.

2.1.3 VOLBA POHONU A URČENÍ POŽADOVANÉHO VÝKONU DOPRAVNÍKU

Při volbě poháněcí stanice je nutné počítat se všemi stavy poháněcího zařízení, tj. rozběh, ustálený chod, doběh a brždění. Tyto stavy mají velký vliv na provozní spolehlivost celého zařízení. V dnešní době se používají zejména elektromotory. Avšak v případech, kde není možnost napájení elektrickým proudem (např. lesnictví), se používají i hydromotory, které jsou poháněny hydraulickým čerpadlem z traktoru nebo nákladního automobilu. [3]

Elektromotory měnící elektrickou energii na mechanickou jsou výhodné pro svoji jednoduchost, malou hmotnost a cenu, vysokou účinnost, možnost regulace otáček, možnost práce v jakékoliv poloze, vhodnost pro dálkové řízení a automatizaci, čistotu, hospodárnost a spolehlivost. Nevýhodou je závislost na dodávce proudu a nebezpečí úrazu. Rozdělují se na stejnosměrné nebo střídavé. Pohony na stejnosměrný proud se v oblasti dopravníkových systémů používají jen ve speciálních případech. V dnešní době převládají jednodušší a levnější pohony na střídavý proud, nejčastěji třífázové asynchronní motory řízené měničem frekvence. [3]

Hnací buben a elektromotor jsou spojeny přes převodovou skříň, která se volí z typizovaných řad pro požadovaný převod a výkon. Je možné zvolit poháněcí stanici s čelní nebo kuželočelní převodovkou s dutým nebo plným výstupním a vstupním hřídelem. Výrobou těchto převodovek (obr. 21) se zabývá např. firma NORD.



Obr. 21 Převodovky NORD; a - čelní; b – kuželočelní; [12]

U svislých dopravníků je nezbytné použít brzdu, protože je nutné zachycovat tíhu materiálu na pásu při přerušení činnosti dopravníku. Brzdou může být opatřena spojka spojující motor s převodovkou nebo samotný elektromotor. Tato brzda zabraňuje nechtěnému pohybu a vytváří brzdnu sílu potřebnou k uvedení stroje do klidu. Brzdný účinek je aktivován přerušením dodávky proudu.



2.1.4 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ NAKLÁDÁNÍ A VYKLÁDÁNÍ DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

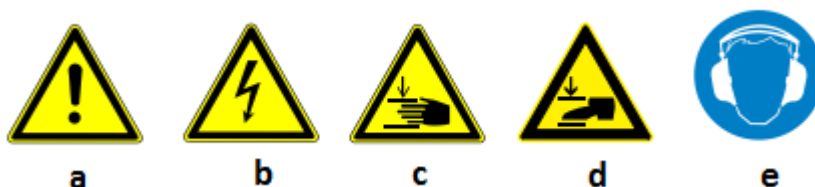
V místě násypu dopravovaného materiálu na pás musí být umístěna násypka. Ta musí být konstruována tak, aby materiál správně dopadal na pás. V místě dopadu materiálu jsou dopravníkový pás a nosné válečky značně namáhány, a proto se v této části používají válečky pogumované nebo kotoučové.

V místě výkladu, tedy tam, kde dopravovaný materiál opouští dopravní pás, je umístěna výsypka. Výsypka je část dopravníku, která usměrňuje odvádění nákladu z dopravníku. V případě pásového dopravníku typu Flexowell je nutné, aby výsypka byla i pod čističem pásu. Toto zařízení vyklepává z pásu nalepený dopravovaný materiál, kterému musí být také zajištěn výsyp.

V rámci velké životnosti dopravníku je nezbytné navrhovat násypku a výsypku tak, aby odolávala opotřebení od dopravovaného materiálu nebo umožnit snadnou výměnu opotřeбенých dílů. V úvahu lze brát i použití ořezavzdorných plechů Hardox, které zajišťují požadovanou odolnost vůči opotřebení.

2.1.5 ZAJIŠTĚNÍ BEZPEČNOSTI

Při provozu každého zařízení existuje riziko úrazu osob, které s daným zařízením pracují nebo se vyskytují v jeho blízkosti. Tato rizika je zapotřebí, je-li to možné, odstranit již při návrhu zařízení. Nemohou-li být tato rizika odstraněna, přichází na řadu bezpečnostní kryty, ochranné mříže a ohrazení, které mají za úkol nebezpečné prvky zakrýt a tím chránit uživatele. Další formou bezpečnosti jsou různé ochranné pracovní prostředky, výstražné symboly (obr. 22) a instrukce o správné bezpečnosti práce. [9]



Obr. 22 Bezpečnostní symboly; a) varování před nebezpečnými místy; b) varování před nebezpečným elektrickým napětím; c), d) varování před skřípnutím; e) oblast výskytu vysoké hladiny hluku

2.2 CÍLE PRÁCE

Cílem této bakalářské práce je provést návrh svislého dopravníku, který využívá pro dopravu sypkého materiálu pás s příčnými přepážkami a zvlněnými bočními vlnovci. Jedná se o dopravník typu Flexowell. Návrh částí dopravníku, jako jsou průměry bubnů, průměry válečků, návrh rozměrů pásu a přepážek, je prováděn na základě manuálu od výrobce pásu. [10]. Pohon je navržen na základě normy ČSN ISO 5048 [11].



Postup práce bude následující:

- Návrh pásu
- Návrh bubnů a válečků
- Určení dopravního výkonu dle ČSN ISO 5048
- Volba poháněcí stanice a brzdy
- Kontrola dopravního pásu
- Návrh hřídelového pera hnacího bubnu
- Kontrola hřídelů jednotlivých bubnů
- Návrh a kontrola ložisek
- Výkresová dokumentace



3 ŘEŠENÍ

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

V této práci jsou zadány následující parametry.

- Dopravní výkon: $Q (I_m) = 100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
- Hustota materiálu: $\rho = 1500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Osová vzdálenost přesypů: $L = 40 \text{ m}$
- Výškový rozdíl: $H = 37 \text{ m}$
- Kusovitost/zrnitost materiálu: $L_s = 70 \text{ mm}$

3.2 NÁVRH PÁSU A JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU

Návrh pásu (jeho částí a hlavních rozměrů), hnacího i napínacího bubnu, přechodového oblouku, ohýbacích disků, horních a spodních nosných válečků, čističe pásu, čističe bubnů a vedení pásu je prováděn na základě doporučení výrobce dle literatury [10].

3.2.1 DOPRAVNÍ VÝKON

Dle zadání:

$$Q (I_m) = 100 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = \frac{100 \cdot 10^3}{3600} = 27,78 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1)$$

3.2.2 OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON

$$Q_v (I_v) = \frac{Q}{\rho} = \frac{27,78}{1500} = 0,019 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

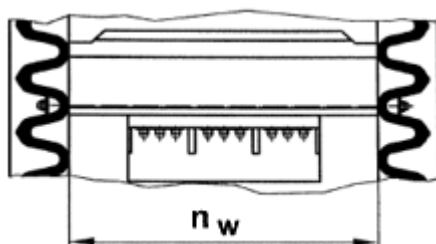
Vtáh (2) dle literatury [10], kde:

Q $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ dopravní výkon dle vztahu (1)
 ρ $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ hustota materiálu (písek) dle zadání

3.2.3 MINIMÁLNÍ PARAMETRY PÁSU

Minimální rozteč mezi stěnami pásu (obr. 23):

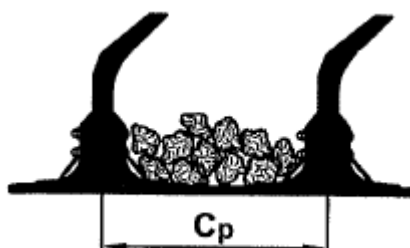
$$n_{w \min} = 2,1 \cdot L_s = 2,1 \cdot 70 = 147 \text{ mm} \quad (3)$$



Obr. 24 Minimální rozteč mezi stěny pásu [10]

Minimální rozteč mezi přepážkami (obr. 24):

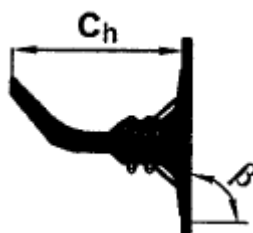
$$c_{p \min} = 1,5 \cdot L_s = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ mm} \quad (4)$$



Obr. 23 Minimální rozteč mezi přepážkami [10]

Minimální výška přepážky (obr. 25):

$$c_{h \min} = L_s \cdot \left(\frac{\beta}{100} + 0,5 \right) = 70 \cdot \left(\frac{90}{100} + 0,5 \right) = 98 \text{ mm} \quad (5)$$



Obr. 25 Minimální výška přepážky [10]

Vztah (3), (4) a (5) dle literatury [10], kde:

L_s [mm] kusovitost/zrnitost materiálu dle zadání
 β [°] úhel stoupání dopravníku; $\beta = 90^\circ$

S ohledem na předchozí výpočty a katalog výrobce, byly zvoleny parametry dopravního pásu. Tyto parametry jsou uvedeny v tab. 1.



Tab. 1 Parametry dopravního pásu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
ROZTEČ MEZI STĚNAMI PÁSU	n_w	500	mm
ROZTEČ MEZI PŘEPÁŽKAMI	c_p	200	mm
VÝŠKA PŘEPÁŽKY	c_h	140	mm
VÝŠKA BOČNIC	F_{ht}	160	mm

3.2.4 KONTROLA ZVOLENÝCH PARAMETRŮ A VOLBA PŘEPÁŽKY

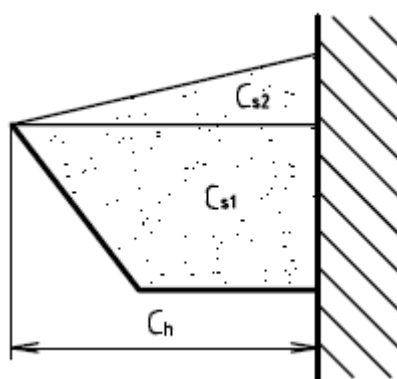
V zadání je požadovaný dopravní výkon Q , a proto je nutné této hodnotě přizpůsobit potřebný příčný průřez kapsy $c_{s \min}$.

$$c_{s \min} = \frac{Q_v \cdot c_p}{n_w \cdot \psi \cdot v} = \frac{0,019 \cdot 0,2}{0,5 \cdot 0,8 \cdot 1,6} = 0,006 \text{ m}^2 \quad (6)$$

Vztah (6) dle literatury [10], kde:

- Q_v [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$] objemový dopravní výkon dle vztahu (2)
 c_p [m] rozteč mezi přepážkami dle tab. 1
 n_w [m] rozteč mezi stěnami pásu dle tab. 1
 ψ [–] faktor plnění; zvolen dle literatury [3] str. 36; $\psi = 0,8$ [–]
 v [m s^{-1}] rychlost pásu; zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál (suchý písek)

Takto vypočtený příčný průřez kapsy $c_{s \min}$ je nutné porovnat s celkovým příčným průřezem zvolené kapsy c_s (obr. 26).



Obr. 26 Příčný průřez přepážky

Příčný průřez zvolené kapsy je dán jako:

$$c_s = c_{s1} + c_{s2} = c_{s1} + \frac{1}{2} \tan \eta \cdot c_h^2 = 4,70 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2} \tan 13^\circ \cdot 0,14^2 = 0,007 \text{ m}^2 \quad (7)$$



kde:

- c_{s1} [m^3] příčný průřez zvolené kapsy dle literatury [10]
 η [°] sypný úhel; zvolen dle literatury [3] str. 21 pro suchý písek.
 c_h [m] výška přepážky dle tab. 1

Z výpočtu vyplývá, že je splněna podmínka $c_s \geq c_{s\min}$ a zvolené rozměry vyhovují zadanému dopravnímu výkonu.

Podle literatury [10] je zvolena přepážka TC-G 140 (obr. 27). Její parametry jsou uvedeny v tab. 2.



Obr. 27 Přepážka [10]

Tab. 2 Parametry přepážky

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
VÝŠKA PŘEPÁŽKY	C_h	140	mm
MĚRNÁ HMOTNOST	q_{Bc}	4,4	kgm ⁻¹

3.2.5 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

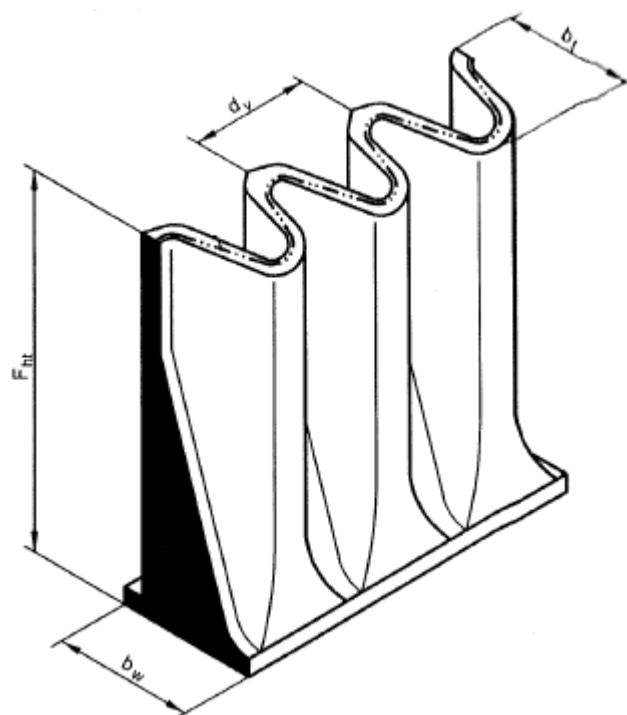
Podle literatury [10] je zvolen pás XOF 315/2+1. Jeho parametry jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Parametry dopravního pásu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
TLOUŠŤKA PÁSU	t	9	mm
ŠÍŘKA PÁSU	B	1000	mm
MIN. PRŮMĚR BUBNU	$D_{B\min}$	315	mm
PEVNOST PÁSU	K_N	315	Nmm ⁻¹
MĚRNÁ HMOTNOST	q_{Bp}	10	kgm ⁻¹

3.2.6 VOLBA VLNOVCE

Velikost vlnovce podle literatury [10] se volí o jednu řadu vyšší než je výška přepážky c_h . Zvolen vlnovec 160S (obr. 28). Jeho parametry jsou uvedeny v tab. 4.



Obr. 28 Vlnovec [10]

Tab. 2 Parametry vlnovce

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
VÝŠKA BOČNIC	F_{ht}	160	mm
ŠÍRKA VLNOVCE	b_w	78	mm
MĚRNÁ HMOTNOST	q_{Bs}	4,5	kgm ⁻¹

3.2.7 NÁVRH HNACÍHO A HANÉHO BUBNU

S ohledem na minimální průměr ohybu pásu, normalizované průměry a výšku vlnovce je navrhnut hnací i hnaný buben. Hnací buben je opatřen gumovým obložením. V tab. 5 a 6 jsou uvedeny parametry navržených bubnů.

Tab. 3 Parametry hnacího bubnu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	D_B	400	mm
TLOUŠŤKA OBLOŽENÍ	t_o	10	mm
DÉLKA	L_B	1150	mm
PRŮMĚR POD LOŽISKEM	d	85	mm



Tab. 4 Parametry hnaného bubnu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	D_B	400	mm
DÉLKA	L_B	1150	mm
PRŮMĚR POD LOŽISKEM	d	60	mm

3.2.8 VOLBA VÁLEČKŮ HORNÍ A DOLNÍ VĚTVE

V horní větvi jsou zvoleny dva typy válečků. V místě pod násypkou jsou zvoleny válečky pogumované, v dalších částech válečky hladké. V dolní větvi dopravníku jsou zvoleny vetknuté hladké válečky. Tyto druhy válečků jsou voleny z katalogu firmy Transroll [12]. V tab. 7, 8 a 9 jsou uvedeny parametry daných válečků.

Tab. 5 Parametry pogumovaného válečku 133/89x1500

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	d_v	133	mm
DÉLKA	l_v	1150	mm
HMOT. ROTAČNÍCH ČÁSTÍ	m_1	24,3	kg

Tab. 6 Parametry hladkého válečku 89x1150/6204

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	d_v	89	mm
DÉLKA	l_v	1150	mm
HMOT. ROTAČNÍCH ČÁSTÍ	m_2	8	kg

Tab. 7 Parametry válečku 89x160/M16/6204 C3

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	d_v	89	mm
DÉLKA	l_v	135	mm
HMOT. ROTAČNÍCH ČÁSTÍ	m_3	2	kg

3.2.9 NÁVRH OHÝBACÍCH DISKŮ A BUBNŮ

Ohýbací disky jsou použity v místech, kde nelze použít klasické bubny. V těchto případech dochází ke kontaktu bubnu a pásu na straně, kde jsou umístěny vlnovce a přepážky. V navrhovaném dopravníku jsou použity dva ohýbací disky. Disk menšího průměru se nachází v dolní stanici a disk většího průměru se nachází v horní stanici. Jeho větší průměr je volen z konstrukčních důvodů kvůli umístění blízko přechodového oblouku.

Ohýbací buben nacházející se v dolní stanici a je volen s ohledem na velikost hnaného bubnu.

V tab. 10, 11 a 12 jsou uvedeny parametry daných bubnů/disků.

Tab. 8 Parametry ohýbacích disků dolní stanice

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
MIN. PRŮMĚR	D_d	650	mm
DÉLKA	D_w	137	mm
PRŮMĚR POD LOŽISKEM	d	70	mm

Tab. 9 Parametry ohýbacích disků horní stanice

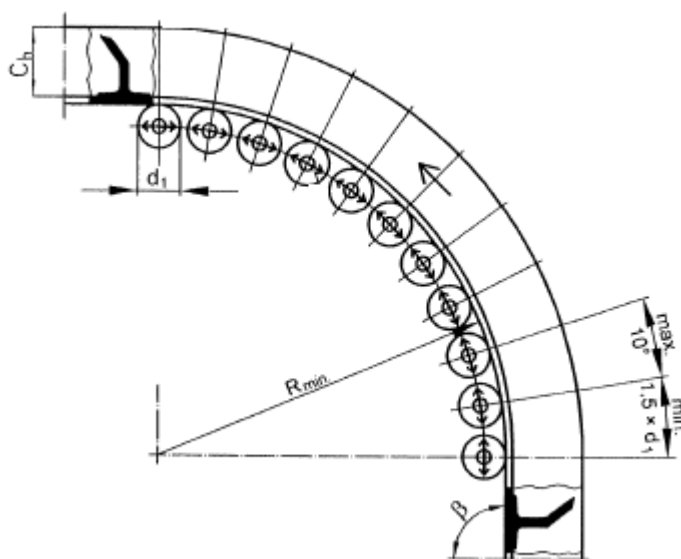
PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
MIN. PRŮMĚR	D_d	1000	mm
DÉLKA	D_w	137	mm
PRŮMĚR POD LOŽISKEM	d	80	mm

Tab. 10 Parametry ohýbacího bubnu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	D_B	400	mm
DÉLKA	L_B	1150	mm
PRŮMĚR POD LOŽISKEM	d	60	mm

3.2.10 NÁVRH PŘECHODOVÉHO OBLOUKU

Přechodový oblouk (obr. 29) je umístěn v místech největších tahů v dopravním pásu. Tento oblouk se skládá z několika nosných válečků s menší vzájemnou roztečí umístěných na určitém poloměru, který byl zvolen podle doporučení výrobce z literatury [10].



Obr. 29 Přechodový oblouk [10]



V tab. 13 jsou uvedeny parametry navrženého přechodového oblouku.

Tab. 11 Parametry přechodového oblouku

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
POLOMĚR OHYBU	R	1250	mm
PRŮMĚR VÁLEČKU	d_v	89	mm
POČET VÁLEČKŮ	n	11	-
ÚHEL SVÍRAJÍCÍ 2 VÁLEČKY	φ	9	°

3.2.11 NÁVRH ČISTIČE PÁSU A SHRNOVAČE BUBNŮ

U dopravníku, používající pás s přepážkami a bočními vlnovci není možné použít klasické čističe pásu. Z toho důvodu je navrhnut speciální čistič pásu (obr. 17), který vyklepává nalepený materiál z kapsy. V tab. 14 jsou uvedeny parametry navrženého čističe pásu.

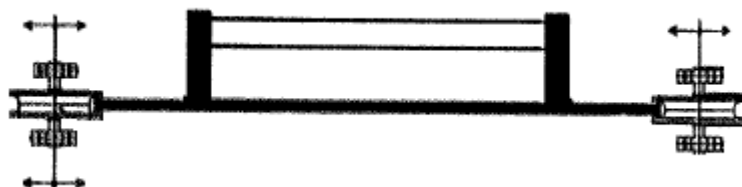
Tab. 12 Parametry čističe pásu

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
PRŮMĚR	D_b	315	mm
DÉLKA	$l_{\check{c}}$	156	mm

Kromě čištění pásu je důležité čistit samotné bubny od nanesených nečistot. Z toho důvodu je k hnanému bubnu, ohýbacímu bubnu a ohýbacím diskům umístěn shrnovač.

3.2.12 VOLBA VEDENÍ PÁSU

Pro pás, který se pohybuje ve svislé poloze, se používá vedení pásu (obr. 30). Umisťuje se zejména tam, kde dochází k náběhu pásu na bubny. Dle literatury [10] je zvoleno vedení pásu FGR 260.



Obr. 30 Vedení pásu [10]

3.3 NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU

Návrh pohonu dopravníku je proveden dle normy ČSN ISO 5048 [11]. Podle této normy je nezbytné vycházet z výpočtu potřebné obvodové síly na hnacím bubnu a z ní plynoucího tahového namáhání pásu. Právě tyto hodnoty nejvíce ovlivňují volbu pohonu dopravníku, jehož výkon je dán obvodovou silou, rychlostí pásu a účinností.



Obvodové síla F_U je dána součtem jednotlivých pohybových odporů pásového dopravníku. Mezi tyto odpory patří hlavní odpory F_H a vedlejší odpory F_N , které působí u všech pásových dopravníků. Zatímco přídavné odpory hlavní a vedlejší $F_s = F_{s1} + F_{s2}$ působí pouze v určitých provedeníh. V neposlední řadě je to i odpor k překonání dopravní výšky F_{st} , který je způsobený zdviháním dopravované hmoty.

3.3.1 HLAVNÍ ODPORY

Pro určení hlavních oporů dle normy je nejdříve nutné specifikovat hmotnost dopravního pásu, hmotnost dopravovaného materiálu a hmotnost rotujících částí válečků na jeden metr délky pásu.

HMOTNOST 1 METRU DOPRAVNÍHO PÁSU

Při výpočtu jsou brány v úvahu údaje výrobce dle literatury [10].

$$q_B = 2 \cdot q_{Bs} + q_{Bb} \cdot B + \frac{n_w}{c_p} q_{Bc} = 2 \cdot 4,5 + 9,6 \cdot 1 + \frac{0,5}{0,2} 4,4 = 29,6 \text{ kgm}^{-1} \quad (8)$$

kde:

q_{Bs} [kgm^{-1}] měrná hmotnost okrajů pásu dle tab. 4

q_{Bp} [kgm^{-1}] měrná hmotnost pásu dle tab. 2

B [mm] šířka pásu dle tab. 2

n_w [mm] rozteč mezi stěnami pásu dle tab. 1

c_p [mm] rozteč mezi přepážkami dle tab. 1

q_{Bc} [kgm^{-1}] měrná hmotnost přepážky dle tab. 3

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 METR DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{Q}{v} = \frac{27,78}{1,6} = 17,36 \text{ kgm}^{-1} \quad (9)$$

kde:

Q [kg s^{-1}] dopravní výkon dle rovnice (1)

v [ms^{-1}] rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek

**HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ NA 1 METR HORNÍ VĚTVY DOPRAVNÍKU**

$$q_{RO} = \frac{n_1 \cdot m_1 + n_2 \cdot m_2}{l_1} + \frac{n_3 \cdot m_1}{l_2} = \frac{5 \cdot 24,3 + 8 \cdot 7,7}{11,5} + \frac{1 \cdot 7,7}{2,2} = 19,42 \text{ kgm}^{-1} \quad (10)$$

kde:

n_1	[-]	počet hladkých válečků v dolní stanici
n_2	[-]	počet pogumovaných válečků v dolní stanici
n_3	[-]	počet hladkých válečků v horní stanici
m_2	[kgm ⁻¹]	hmotnost rotačních částí hladkého válečku dle tab. 8
l_1	[m]	délka horní větve dopravníku v dolní stanici
m_1	[kgm ⁻¹]	hmotnost rotačních částí pogumovaného válečku dle tab. 7
l_2	[m]	délka horní větve dopravníku v horní stanici

HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKU NA 1 METR DOLNÍ VĚTVY DOPRAVNÍKU

$$q_{RU} = \frac{n_4 \cdot m_3}{l_3} = \frac{8 \cdot 2}{11,5} = 1,39 \text{ kgm}^{-1} \quad (11)$$

kde:

n_4	[-]	počet hladkých válečků
m_3	[kgm ⁻¹]	hmotnost rotačních částí válečku dle tab. 9
l_3	[m]	délka dolní větve dopravníku v dolní stanici

VÝPOČET HLAVNÍCH ODPORŮ

$$F_H = f \cdot L \cdot g [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta] \quad (12)$$

$$F_H = 0,03 \cdot 40 \cdot 9,81 [19,42 + 1,39 + (2 \cdot 29,6 + 17,36) \cdot \cos 67,7] = 587,47 \text{ N}$$

Vztah (12) dle literatury [11], kde:

f	[-]	globální součinitel tření dle literatury [11]
L	[m]	délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
g	[ms ⁻¹]	tíhové zrychlení
q_{RO}	[kgm ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečku na 1m horní větve dle vztahu (10)
q_{RU}	[kgm ⁻¹]	hmotnost rotujících částí válečků na 1m dolní větve dle vztahu (11)
q_B	[kgm ⁻¹]	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (8)
q_G	[kgm ⁻¹]	hmotnost nákladu na 1m délky pásu (9)
δ	[°]	úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu



3.3.2 ODPOR K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = q_G H g = 17,36 \cdot 37 \cdot 9,81 = 6301,16 \text{ N} \quad (13)$$

Vztah (13) dle literatury [11], kde:

q_G [kgm^{-1}] hmotnost nákladu na 1m délky pásu dle vztahu (9)

H [m] dopravní výška

g [ms^{-1}] tíhové zrychlení

3.3.3 ZNÁMÉ VEDLEJŠÍ A PŘÍDAVNÉ ODPORY

Pro přesnější výpočet obvodové síly F_U je nezbytné započítat i vedlejší odpory F_N a přídatné odpory F_S . V této fázi výpočtu nelze některé části vedlejších odporů, jako jsou odpory ohybu pásu na bubnech a opor v ložiskách bubnu, určit. Proto je nejdříve nutné určit tahy v pásu v jednotlivých místech dopravníku a následně tyto odpory dopočítat. Pro zpřesnění výpočtu je vhodné toto opakovat dvakrát až třikrát.

V této fázi výpočtu je však možné, již určit některé známé přídatné odpory bez znalosti tahů v pásu.

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDÁNÍ A OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{bA} = Q_V \rho (v - v_0) = 0,019 \cdot 1500(1,6 - 0) = 44,44 \text{ N} \quad (14)$$

Vztah (14) dle literatury [11], kde:

Q_V [m^3s^{-1}] objemový dopravní výkon dle vztahu 2

ρ [kgm^{-3}] hustota materiálu

v [ms^{-1}] rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek

v_0 [ms^{-1}] složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu

OPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ (ZTRÁTY V NÁSYPCE)

Nejdříve je nutné určit urychlovací délku, která je dána vztahem (15).

$$l_b = \frac{v^2 - v_0^2}{2g\mu_1} = \frac{1,6^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,22 \text{ m} \quad (15)$$

Vztah (15) dle literatury [11], kde:

v [ms^{-1}] rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek



v_0	$[ms^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
μ_1	$[-]$	součinitel tření mezi dopr. hmotou a pásem dle literatury [11] str. 12

Nyní je možné vypočítat požadovaný odpor dle vztahu (16).

$$F_f = \frac{\mu_2 Q_V^2 \rho g l_b}{\left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 b_1^2} = \frac{0,6 \cdot 0,019 \cdot 1500 \cdot 9,81 \cdot 0,22}{\left(\frac{1,6 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,43^2} = 5,49 \text{ N} \quad (16)$$

Vztah (16) dle literatury [11], kde:

μ_2	$[-]$	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi dle literatury [11] str. 12
Q_V	$[m^3 s^{-1}]$	objemový dopravní výkon dle vztahu (2)
ρ	$[kg m^{-3}]$	hustota dopravovaného materiálu
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
l_b	$[m]$	urychlovací délka dle vztahu (15)
v	$[ms^{-1}]$	rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek
v_0	$[ms^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
b_1	$[m]$	šířka násypky

ODPOR ČISTIČŮ BUBNŮ A PÁSU

V navrhovaném dopravníku se vyskytuje větší počet čističů, jejichž odpor je dán vztahem (17) a jednotlivé odpory každého čističe jsou uvedeny v tab. 15.

$$F_r = A p_{\xi} \mu_3 [N] \quad (17)$$

Vztah (17) dle literatury [11], kde:

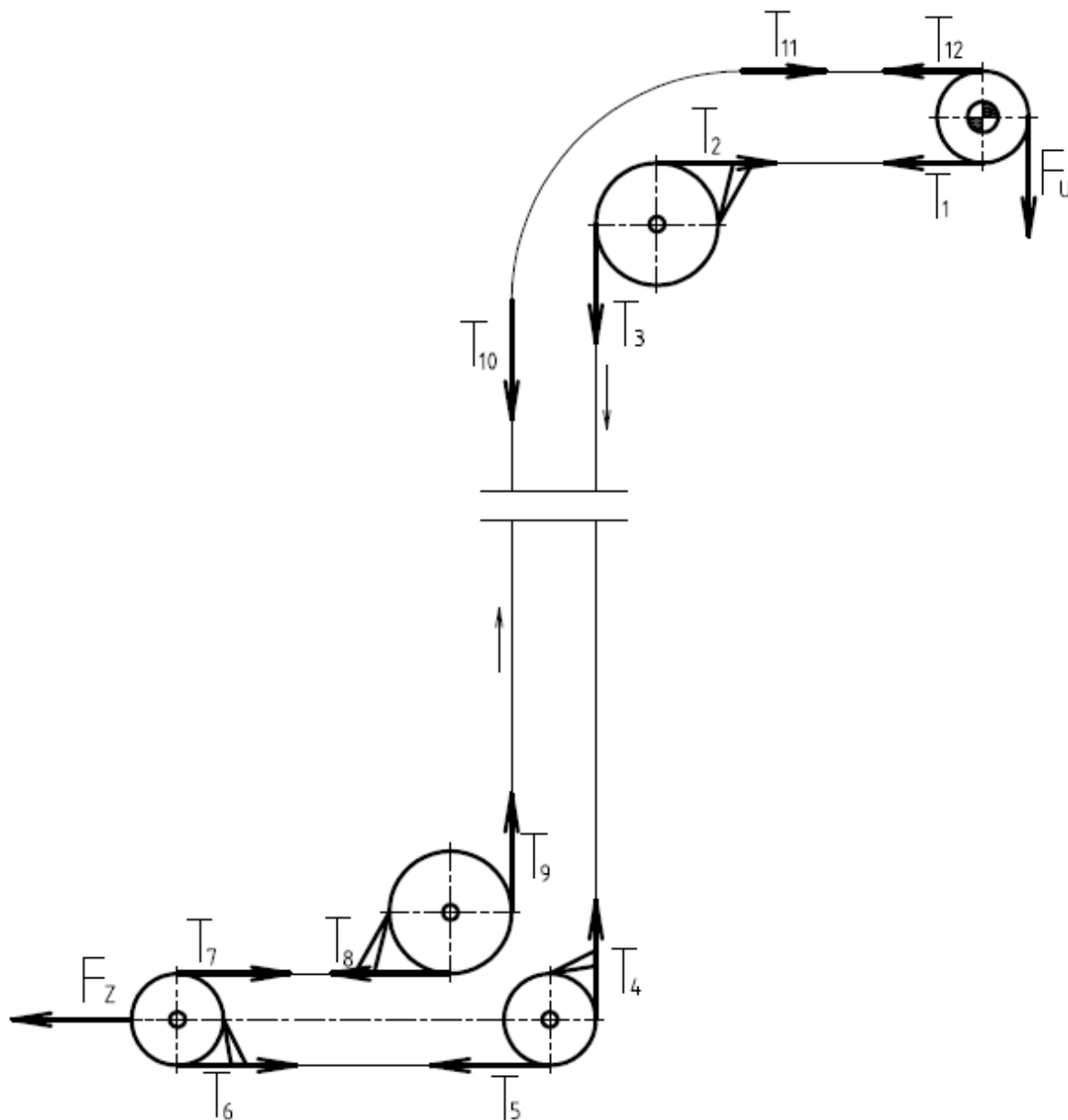
A	$[m^2]$	dotyková plocha čističe
p_{ξ}	$[N]$	tlak pohybující se mezi $3 \cdot 10^4 \div 10 \cdot 10^4 \text{ Nmm}^{-2}$
μ_3	$[-]$	součinitel tření mezi pásem/bubnem a shrnovačem

Tab. 13 Odpor jednotlivých čističů pásu

UMÍSTĚNÍ ČISTIČE	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
NAPÍNACÍ BUBEN	F_{r1}	485,49	N
OHÝBACÍ BUBEN	F_{r2}	441,99	N
OHÝBACÍ DISK	F_{r3}	116,95	N

3.3.4 VÝPOČET TAHŮ V PÁSU

Tahové síly v pásu se mění po celé jeho délce, a proto je nezbytné si dopravník rozdělit na několik úseku (obr. 31). Pro každý úsek je definován tah na začátku a konci pásu.



Obr. 31 Tahy v pásu dopravníku

Nejdříve je nutné určit nejmenší tahovou sílu F_{min} s ohledem na omezení průvěsu v horní a dolní větvi.

OMEZENÍ PRŮVĚSU V HORNÍ VĚTVI

$$F_{min} \geq \frac{a_0(q_B + q_G)g}{8(h/a)_{adm}} = \frac{1(29,6 + 17,36)9,81}{8 \cdot 0,02} = 2879,3 \text{ N} \quad (18)$$



Vztah (18) dle literatury [11], kde:

a_0	$[m]$	rozteč horních válečkových stolic
q_B	$[kgm^{-1}]$	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (8)
q_G	$[kgm^{-1}]$	hmotnost nákladu na 1m délky pásu dle vztahu (9)
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	$[-]$	dovolený průvės pásu mezi válečkovými stolicemi dle literatury [11] str. 10

OMEZENÍ PRŮVĚSU V DOLNÍ VĚTVI

$$F_{min} \geq \frac{a_u q_B g}{8(h/a)_{adm}} = \frac{2,5 \cdot 29,6 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02} = 4537,13 \text{ N} \quad (19)$$

Vztah (19) dle literatury [11], kde:

a_u	$[m]$	rozteč dolních válečkových stolic
q_B	$[kgm^{-1}]$	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (8)
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	$[-]$	dovolený průvės pásu mezi válečkovými stolicemi dle literatury [11] str. 10

URČENÍ MINIMÁLNÍ TAHOVÉ SÍLY

S ohledem na výpočet (18) a (19) volím minimální tahovou sílu:

$$F_{min} = 5000 \text{ N}$$

VÝPOČET PŘEDBĚŽNÝCH TAHŮ V PÁSU V JEDNOTLIVÝCH ÚSECÍCH

Výpočet je zahájen u pohonu dopravníku v dolní větvi silou T_1 , která je napínána předepnutím a vahou pásu. Dále následují výpočty dalších úseků, ke kterým jsou přiřazeny odpory, k jejichž výpočtu nejsou zapotřebí tahy v pásu.

$$T_1' = F_{min} + q_B H g = 5000 + 29,6 \cdot 37 \cdot 9,81 = 15743,91 \text{ N} \quad (20)$$

$$T_2' = T_1' = 15743,91 \text{ N} \quad (21)$$

$$T_3' = T_2' + F_{r3} = 15743,91 + 116,95 = 15860,86 \text{ N} \quad (22)$$

$$T_4' = T_3' - q_B H g = 15860,84 - 29,6 \cdot 37 \cdot 9,81 = 5116,95 \text{ N} \quad (23)$$



$$T_5' = T_4' + F_{r2} = 5116,95 + 441,9 = 5558,94 \text{ N} \quad (24)$$

$$T_6' = T_5' = 5558,94 \text{ N} \quad (25)$$

$$T_7' = T_6' + F_{r1} = 5558,94 + 485,5 = 6044,43 \text{ N} \quad (26)$$

$$T_8' = T_7' + F_{bA} + F_f = 6044,43 + 44,4 + 5,49 = 6094,36 \text{ N} \quad (27)$$

$$T_9' = T_8' + F_{r3} = 6094,36 + 116,95 = 6211,32 \text{ N} \quad (28)$$

$$T_{10}' = T_9' + (q_B + q_G)Hg = 6211,32 + (29,6 + 17,3)37 \cdot 9,81 = 23256,79 \text{ N} \quad (29)$$

$$T_{11}' = T_{10}' = 23256,79 \text{ N} \quad (30)$$

$$T_{12}' = T_{11}' = 23256,79 \text{ N} \quad (31)$$

kde:

F_{min}	[N]	zvolená minimální tahová síla
q_B	[kgm ⁻¹]	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (8)
g	[ms ⁻¹]	tíhové zrychlení
H	[m]	dopravní výška
F_r	[N]	odpory čističů pásů dle tab. 15
F_{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání dle vztahu (14)
q_G	[kgm ⁻¹]	hmotnost nákladu na 1m délky pásu dle vztahu (9)
F_f	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením dle vztahu (16)

VÝPOČET VELIKOSTÍ VÝSLEDNIC PŮSOBÍCÍCH NA JEDNOTLIVÉ BUBNY

Velikosti výslednic působících na jednotlivé bubny jsou stanoveny jako vektorový součet tahů v pásu působících na bubnu/disku. Jejich znalost je nezbytná pro určení odporů v ložiscích jednotlivých bubnů.

$$\overrightarrow{F_{Tk}} = \vec{T}_i + \vec{T}_j \quad (32)$$

kde:

T_i	[N]	síla od nabíhajícího pásu na buben
T_j	[N]	síla od odbíhajícího pásu z bubnu

Ze vztahu jsou vypočteny hodnoty pro jednotlivé bubny (tab. 16).



Tab. 14 Velikosti výslednic působících na bubny/disky

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HNACÍ BUBEN	F_{T1}	39000,70	N
OHÝBACÍ DISK HORNÍ	F_{T2}	21782,42	N
OHYBACÍ BUBEN	F_{T3}	7555,46	N
HNANÝ BUBEN	F_{T4}	11603,37	N
OHÝBACÍ DISK DOLNÍ	F_{T5}	8701,82	N
OBLOUK VÁLEČKOVÉ STOLICE	F_{T6}	32890,07	N

VÝPOČET PRŮMĚRNÝCH TAHŮ V PÁSU NA JEDNOTLIVÝCH BUBNECH

Průměrný tah v pásu na bubnu, jejichž znalost je nezbytná pro výpočet odporů ohybů pásů na bubnech, je dán vztahem:

$$F_k = \frac{T_i + T_j}{2} [N] \quad (33)$$

kde:

T_i [N] síla od nabíhajícího pásu na buben

T_j [N] síla od odbíhajícího pásu z bubnu

Ze vztahu jsou vypočteny hodnoty pro jednotlivé bubny (tab. 17).

Tab. 15 Tah v pásu v jednotlivých bubnech

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HANCÍ BUBEN	F_1	19500,35	N
OHÝBACÍ DISK HORNÍ	F_2	15802,39	N
OHÝBACÍ BUBEN	F_3	5337,95	N
HNANÝ BUBEN	F_4	5801,69	N
OHÝBACÍ DISK DOLNÍ	F_5	6125,84	N
OBLOUK VÁLEČKOVÉ STOLICE	F_6	23256,79	N

VÝPOČET ODPORŮ V LOŽISCÍCH VÁLEČKŮ VÁLEČKOVÉ STOLICE V PŘECHODOVÉM OBLOUKU

Pro výpočet těchto odporů je nutné vypočítat sílu působící na jeden váleček.

Vektorový součet tahů v pásu na válečku je dán vztahem:

$$F_V = \frac{F_{T6}}{n} = \frac{32890,07}{11} = 2990,01 \text{ N} \quad (34)$$



kde:

- n [—] počet válečků válečkové stolice dle tab. 13
 F_{T6} [N] vektorový součet tahů v pásu působících na oblouk válečková stolice dle tab. 17

Odpory v ložiscích válečků ve válečkové stolici:

$$F_{t\ val} = 11 \cdot 0,005 \cdot F_V \frac{d}{d_V} = 0,06 \cdot 2990,01 \frac{0,03}{0,09} = 55,43\ N \quad (35)$$

Vztah (35) dle literatury [11], kde:

- d [m] průměr hřídele v ložisku
 d_V [m] průměr válečku
 F_V [N] vektorový součet tahů v pásu působících na váleček dle vztahu (34)

VÝPOČET ODPORŮ V LOŽISKÁCH JEDNOTLIVÝCH BUBNŮ

Nyní jsou známi přibližné takové síly, ze kterých byly vypočítány velikosti výslednic působících na jednotlivé bubny F_T (tab. 16). Následující výpočet odporů v ložiskách je dán vztahem:

$$F_t = 0,005 \frac{d}{D_B} F_T \text{ [N]} \quad (36)$$

Vztah (36) dle literatury [11], kde:

- d [m] průměr hřídele v ložisku
 D_B [m] průměr bubnu
 F_T [N] vektorový součet tahů v pásu působících na bubnu dle Tab. 16

Jednotlivé hodnoty odporů v ložiscích jsou znázorněny v tab. 18.

Tab. 16 Odpor v ložiskách bubnů

MÍSTO	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HNACÍ BUBEN	F_{t1}	34,82	N
OHÝBACÍ DISK HORNÍ	F_{t2}	8,38	N
OHÝBACÍ BUBEN	F_{t3}	7,08	N
HNANÝ BUBEN	F_{t4}	10,88	N
OHÝBACÍ DISK DOLNÍ	F_{t5}	5,02	N



VÝPOČET ODPORU OHYBŮ PÁSŮ NA BUBNECH

Z již známých tahových sil byly vypočítány velikosti průměrných tahů v pásu na bubnech. Následující výpočet odporu ohybů pásu na bubnech pro pásy s textilními vložkami je dán vztahem:

$$F_1 = 9B \left(140 + 0,01 \frac{F}{B} \right) \frac{t}{D} [N] \quad (37)$$

Vztah (37) dle literatury [11], kde:

B	[m]	šířka dopravního pásu dle tab. 2
F	[N]	průměrný tah v pásu na jednotlivých bubnech dle tab. 17
t	[m]	tloušťka pásu dle tab. 2
D	[m]	průměr bubnu

Jednotlivé hodnoty odporů ohybu pásů na bubnech jsou znázorněny v tab. 19.

Tab. 17 Odpor ohybu pásu na bubnech

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HNACÍ BUBEN	F_{11}	64,61	N
OHÝBACÍ DISK HORNÍ	F_{12}	24,14	N
OHÝBACÍ BUBEN	F_{13}	39,16	N
HNANÝ BUBEN	F_{14}	40,10	N
OHÝBACÍ DISK DOLNÍ	F_{15}	25,11	N
OBLOUK VÁLEČKOVÉ STOLICE	F_{16}	24,14	N

VÝPOČET SKUTEČNÝCH TAHŮ V PÁSU V JEDNOTLIVÝCH ÚSECÍCH

Výpočtem byly určeny odpory v ložiskách bubnů a odpory ohybu pásu na bubnech. Nyní se znalostí všech odporů je možné přepočítat tahy v pásu.

$$T_1 = T_1' + F_{t1} + F_{11} = 1574391 + 34,11 + 63,84 = 15843,34 N \quad (38)$$

$$T_2 = T_1 = 15843,34 N \quad (39)$$

$$T_3 = T_2 + F_{r3} + F_{t2} + F_{12} = 15843,34 + 8,17 + 23,82 = 15992,81 N \quad (40)$$

$$T_4 = T_3 - q_B H g = 15992,81 - 29,6 \cdot 37 \cdot 9,81 = 5248,90 N \quad (41)$$

$$T_5 = T_4 + F_{r2} + F_{t3} + F_{13} = 5248,9 + 441,9 + 6,55 + 38,35 = 5737,14 N \quad (42)$$

$$T_6 = T_5 = 5737,14 N \quad (43)$$

$$T_7 = T_6 + F_{r1} + F_{t4} + F_{14} = 5737,14 + 485,5 + 10,13 + 39,29 = 6273,60 N \quad (44)$$



$$T_8 = T_7 + F_{bA} + F_f = 6273,60 + 44,4 + 5,49 = 6323,53 \text{ N} \quad (45)$$

$$T_9 = T_8 + F_{r3} + F_{t5} + F_{15} = 6323,53 + 116,95 + 4,69 + 24,62 = 6470,62 \text{ N} \quad (46)$$

$$T_{10} = T_9 + (q_B + q_G)Hg = 6470,62 + (29,6 + 17,36)37 \cdot 9,81 = 23516,09 \text{ N} \quad (47)$$

$$T_{11} = T_{10} + F_{tval} + F_{16} = 23516,09 + 66,45 + 23,89 = 23607,89 \text{ N} \quad (48)$$

$$T_{12} = T_{11} = 23607,89 \text{ N} \quad (49)$$

kde:

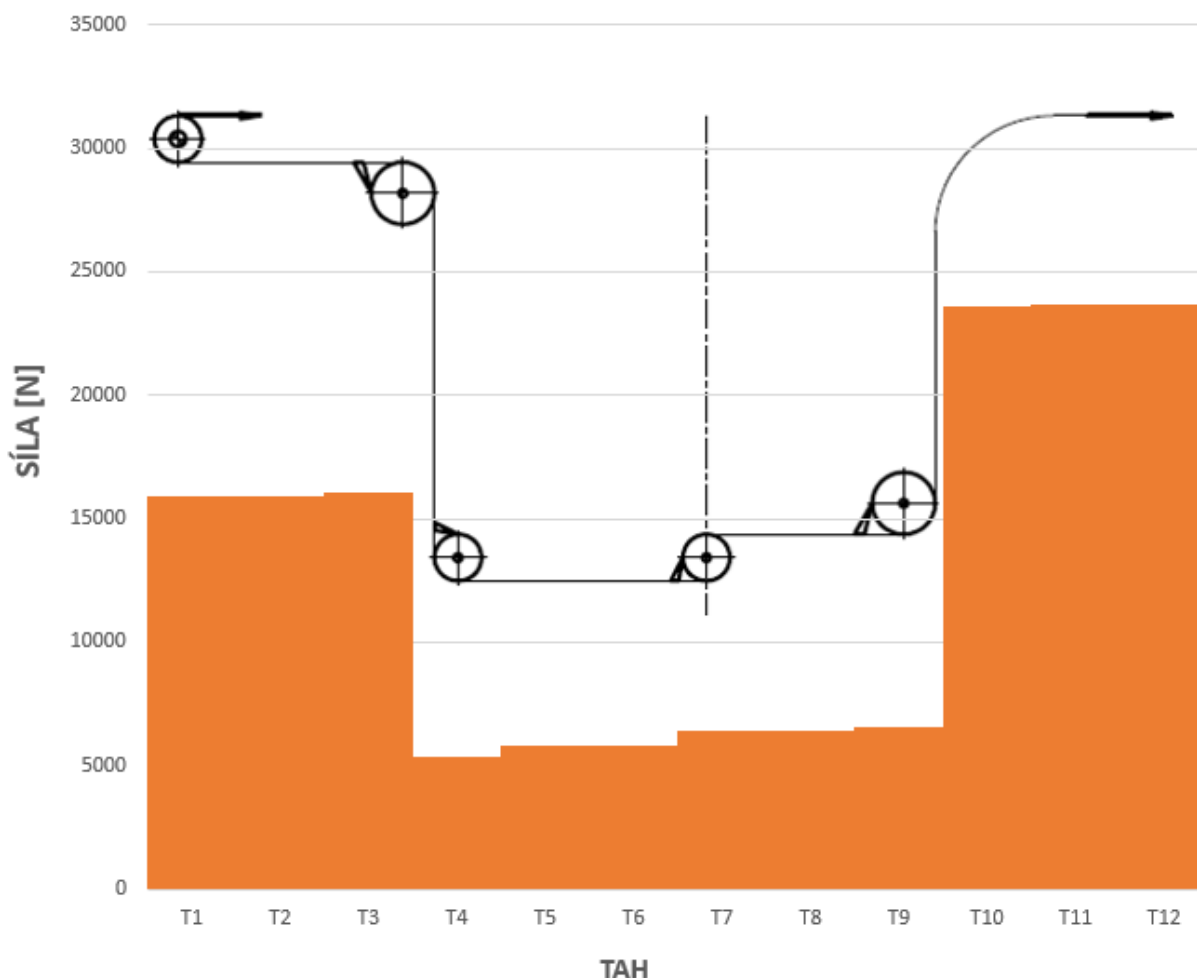
T_1'	[N]	předběžný tah v pásu
q_B	[kgm ⁻¹]	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (8)
g	[ms ⁻¹]	tíhové zrychlení
H	[m]	dopravní výška
F_r	[N]	odpory čističů pásů dle tab. 15
F_{bA}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání dle vztahu (14)
q_G	[kgm ⁻¹]	hmotnost nákladu na 1m délky pásu dle vztahu (9)
F_f	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením dle vztahu (15)
F_t	[N]	odpor v ložiskách bubnů dle tab. 18
F_1	[N]	odpor ohybu pásu na bubnech dle tab. 19

Nyní lze celý výpočet průměrných tahů v pásu a velikost výslednic sil působících na bubny přepočítat dle nových hodnot tahů v pásu, a získat tak přesnější velikosti odporů. Pro větší přesnost je vhodné přepočítání provést 2-3 krát. Konečné hodnoty skutečných tahů v pásu jsou v tab. 20.

Tab. 18 Hodnoty tahů v pásu (finální přepočítání)

OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
T ₁	15943,61	N
T ₂	15948,61	N
T ₃	16093,24	N
T ₄	5349,32	N
T ₅	5838,08	N
T ₆	5838,08	N
T ₇	6375,34	N
T ₈	6425,27	N
T ₉	6572,86	N
T ₁₀	23618,33	N
T ₁₁	23642,67	N
T ₁₂	23642,67	N

Na základě spočítaných tahů v pásu lze vykreslit průběh sil po délce pásu (obr. 32).



Obr. 32 Průběh tahových sil v pásu

3.3.5 VÝPOČET CELKOVÝCH ODPORŮ

Celkové lokální odpory dopravníku, ve kterých jsou zahrnuty odpory v jednotlivých úsecích dopravníku, se vypočítají jako:

$$F_L = T_{12} - T_1 = 23642,67 - 15943,61 = 7699,07 \text{ N} \quad (50)$$

kde:

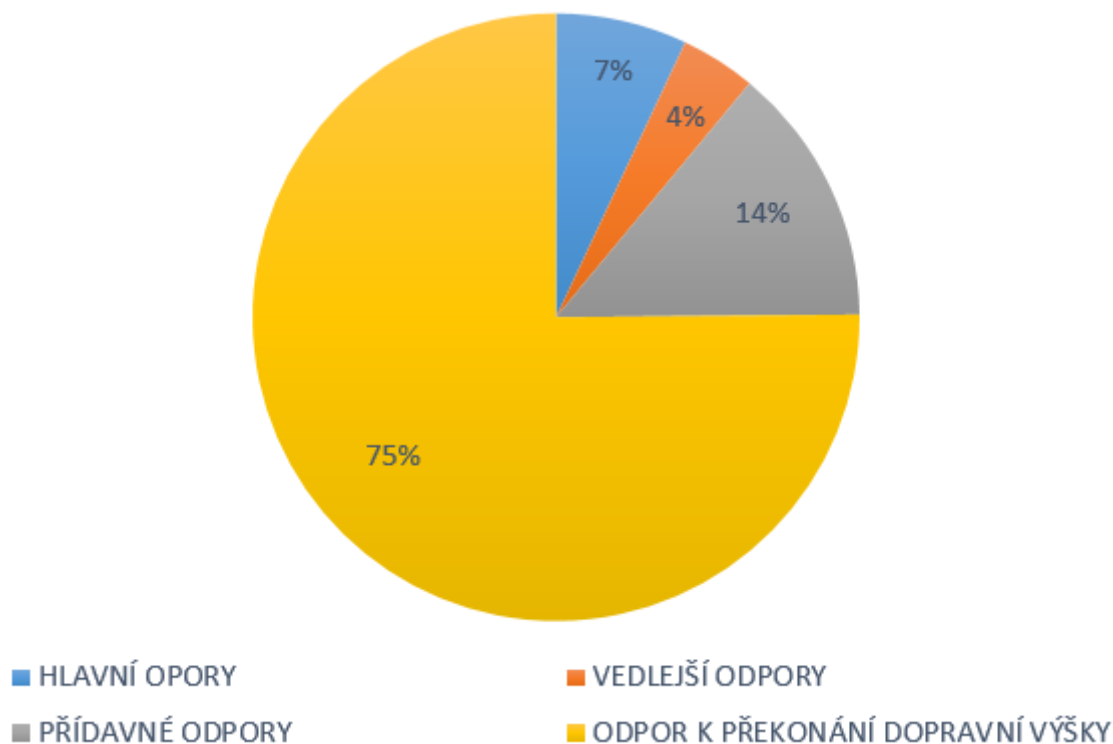
T_{12} [N] síla od nabíhajícího pásu na hnací buben
 T_1 [N] síla od odbíhajícího pásu z hnacího bubnu

Potřebná obvodová síla na hnacím bubnu se vypočítá jako:

$$F_U = F_H + F_L = 587,47 + 7699,07 = 8286,53 \text{ N} \quad (51)$$



Podíl jednotlivých odporů při chodu dopravníku je znázorněn na grafu (obr. 33).



Obr. 33 Podíl odporů

3.3.6 VÝPOČET PROVOZNÍHO VÝKONU MOTORU

Provozní výkon na hnacím bubnu pásového dopravníku P_A je dán vztahem:

$$P_A = F_U v = 8286,53 \cdot 1,6 = 13258,45 \text{ N} \quad (52)$$

Vztah (52) dle literatury [11], kde:

F_U [N] obvodová síla dle vztahu (51)

v [ms^{-1}] rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek

Potřebný provozní výkon poháněcího motoru pro pásové dopravníky hnané je dán vztahem:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} = \frac{13258,45}{0,9} = 14,73 \text{ kW} \quad (53)$$

Vztah (53) dle literatury [11], kde:

η_M [–] účinnost, obvykle volena mezi 0,85 a 0,95

P_A [kW] potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku dle vztahu (52)



3.3.7 VOLBA POHONU

VOLBA MOTORU

S ohledem na vypočtený potřebný výkon je zvolen asynchronní elektromotor firmy NORD, typ 180 MX/4. Parametry tohoto motoru jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 19 Elektromotor 180 MX/4 Nord

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
JMENOVITÝ VÝKON	P_N	18,5	kW
JMENOVITÉ OTÁČKY	n_N	1460	min ⁻¹
ROZBĚHOVÝ MOMENT	M_A	375,1	Nm
JMENOVITÝ MOMENT	M_N	121	Nm
MOMENT SETRVAČNOSTI	I_M	0,095	kg m ²

VOLBA PŘEVODOVKY

Převodovka je určena dle zvoleného typu motoru a teoretického převodového poměru dle vztahu (55).

$$n_B = \frac{v}{D_B \pi} = \frac{1,6}{0,41 \cdot \pi} = 1,21 \text{ s}^{-1} \quad (54)$$

$$i_T = \frac{n_N}{n_B} = \frac{n_N}{n_B} = \frac{1460}{1,21 \cdot 60} = 20,07 \quad (55)$$

kde:

n_N [min⁻¹] jmenovité otáčky dle tab. 21

n_B [min⁻¹] otáčky bubnu dle vztahu (54)

v [m s⁻¹] rychlost pásu zvolena dle literatury [1] str. 148 s ohledem na dopravovaný materiál, jímž je suchý písek

D_B [mm] průměr hnacího bubnu dle tab. 5

S ohledem na teoretický převodový poměr je zvolena převodovka od firmy NORD, typ SK 9072.1 AZK. Parametry této převodovky jsou uvedeny v tab. 22.

Tab. 20 Kuželocelní převodovka S9072.1 AZK

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
VÝSTUPNÍ OTÁČKY	n_2	71,0	min ⁻¹
VÝSTUPNÍ MOMENT	M_2	2494	Nm
PŘEVODOVÝ POMĚR	i	20,61	-
MOMENT SETRVAČNOSTI	I_p	0,0527	kg m ²
PROVOZNÍ SOUČINITEL	f_b	3,4	-



3.3.8 KONTROLA ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU

Pro kontrolu pohonu je nezbytné vypočítat celkový krouticí moment, který se skládá ze dvou částí. Zaprvé je to část krouticího momentu potřebná k překonání statických (pasivních) odporů. Zadruhé je to část krouticího momentu potřebná k překonání dynamických odporů, tedy potřebná pro rozběh motoru.

KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU POTŘEBNÝ K PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH ODPORŮ

Tato složka krouticího momentu motoru se vyjádří ze vztahu:

$$P_M = M_{k\ stat} \cdot \omega_B = M_{k\ stat} \cdot 2\pi n_B \quad (56)$$

$$M_{k\ stat} = \frac{P_M}{2\pi n_B i} = \frac{14,73 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 1,21 \cdot 22,53} = 85,82\ Nm \quad (57)$$

kde:

P_M	[kW]	potřebný výkon dle vztahu (53)
ω_B	[s ⁻¹]	úhlová rychlost hnacího bubnu
n_B	[s ⁻¹]	otáčky hnacího bubnu dle vztahu (54)

KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU POTŘEBNÝ PRO PŘEKONÁNÍ DYNAMICKÝCH ODPORŮ

Pro výpočet této složky krouticího momentu, je nutné nejdříve určit redukovaný moment setrvačnosti I_{red} na hřídel motoru, který se vyjádří ze vztahu:

$$\frac{1}{2} I_{red} \omega_M^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^p I_i \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^q m_j v_j^2 \quad (58)$$

V případě translačního pohybu musí být rychlost v vyjádřena jako:

$$v = r_B \cdot \omega = r_B \cdot \frac{\omega_i}{\omega_M} \quad (59)$$

Po úpravě rovnice (58) platí:

$$I_{red} = I_m + I_p + \sum I_i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_M} \right)^2 + \left(q_B + \frac{q_G}{2} \right) L_D r^2 \left(\frac{\omega_P}{\omega_M} \right)^2 \quad (60)$$

$$I_{red} = 0,095 + 0,053 + 0,110 + \frac{\left(29,6 + \frac{17,36}{2} \right) 104,71 \cdot 0,21^2}{20,61^2} = 0,697\ kgm^2$$

kde:

ω_M	[s ⁻¹]	úhlová rychlost hřídele motoru, dle zvoleného motoru $\omega_M = 152,89\ s^{-1}$
------------	--------------------	--



I_i	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti i -tého celku s rotačním pohybem dle tab. 23
ω_i	$[s^{-1}]$	úhlová rychlost příslušná I_i dle tab. 24
m_j	$[kg]$	hmotnost j -tého celku s translačním pohybem
v_j	$[ms^{-1}]$	rychlost příslušná m_j
r_B	$[m]$	poloměr hnacího bubnu
q_G	$[kgm^{-1}]$	hmotnost nákladu na 1m délky pásu dle vztahu (8)
q_B	$[kgm^{-1}]$	hmotnost 1m dopravního pásu dle vztahu (9)
L_D	$[m]$	délka dopravního pásu
I_m	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti motoru dle katalogu výrobce
I_p	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti převodovky dle katalogu výrobce

Tab. 21 Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých částí dopravníku

MOMENT SETRVAČNOSTI	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HNACÍHO BUBNU	I_1	7,501	kg m ²
HORNÍHO DISKU	I_2	27,792	kg m ²
HNANÉHO BUBNU	I_3	6,728	kg m ²
OHYBACÍHO BUBNU	I_4	6,728	kg m ²
DOLNÍHO DISKU	I_5	6,540	kg m ²
VYKLEPÁVAČE	I_6	0,652	kg m ²
HORNÍHO VÁLEČKU	I_7	0,018	kg m ²
DOLNÍHO VÁLEČKU	I_8	0,007	kg m ²
VEDENÍ PÁSU	I_9	0,090	kg m ²

Tab. 22 Hodnoty úhlových rychlostí jednotlivých částí dopravníku

ÚHLOVÁ RYCHLOST	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
HNACÍHO BUBNU	ω_1	7,619	s ⁻¹
HORNÍHO DISKU	ω_2	3,200	s ⁻¹
HNANÉHO BUBNU	ω_3	8,000	s ⁻¹
OHYBACÍHO BUBNU	ω_4	8,000	s ⁻¹
DOLNÍHO DISKU	ω_5	4,923	s ⁻¹
VYKLEPÁVAČE	ω_6	10,159	s ⁻¹
HORNÍHO VÁLEČKU	ω_7	36,782	s ⁻¹
DOLNÍHO VÁLEČKU	ω_8	36,782	s ⁻¹
VEDENÍ PÁSU	ω_9	10,667	s ⁻¹



Nyní je možné vypočítat kroutící moment potřebný k překonání dynamických odporů, který je dán jako:

$$M_{k\ dyn} = I_{red} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = 0,697 \frac{(152,89)}{3} = 35,51\ Nm \quad (61)$$

kde:

I_{red} [kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru dle vztahu (60)
$\Delta\omega$ [s ⁻¹]	změna úhlové rychlosti, $\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 = 152,86 - 0$, kde ω_0 je počáteční úhlová rychlost a ω_1 je požadovaná rychlost
Δt [s]	doba rozběhu, voleno $t = (3 \div 5)s$

CELKOVÝ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU

Celkový kroutící moment elektromotoru je dán jako:

$$M_{k\ celk} = M_{k\ stat} + M_{k\ dyn} = 85,82 + 35,51 = 121,33\ Nm \quad (62)$$

kde:

$M_{k\ stat}$ [Nm]	kroutící moment potřebný k překonání pasivních odporů dle vztahu (57)
$M_{k\ dyn}$ [Nm]	kroutící moment potřebný k překonání dynamických odporů dle vztahu (61)

VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Při chodu dopravníku, tedy při ustáleném stavu zařízení je důležité, aby hodnota kroutícího momentu motoru k překonání statických (pasivních) odporů byla menší než hodnota nominálního kroutícího momentu zvoleného motoru. Musí platit podmínka $M_n > M_{k\ stat}$.

V případě rozběhu zařízení, je důležité brát ohled na hodnotu celkového kroutícího momentu, kde je k momentu statických sil přičten moment dynamických sil jak bylo uvedeno v rovnici (62). Je nezbytné, aby tento kroutící moment nepřesáhl hodnotu záběrového momentu motoru. Musí platit podmínka $M_A > M_{k\ celk}$.

Z vypočtených hodnot vyplývá, že zvolený elektromotor může být použit k pohonu tohoto dopravníku.

3.3.9 KONTROLA ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

Kontrola zvolené převodovky je provedena dle firmy NORD [13].



URČENÍ DRUHU PROVOZU

Druh provozu vychází z faktoru poměrů momentů setrvačnosti, který je dán:

$$m_{af} = \frac{I_{red}}{I_m} = \frac{0,697}{0,095} = 7,334 \quad (63)$$

Vztah (63) dle literatury [13], kde:

I_{red} [kgm²] redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru dle vztahu (60)

I_m [kgm²] moment setrvačnosti motoru z tab. 21

Z výpočtu vyplývá, že zvolenou převodovku je možné použít jako součást pohonu tohoto dopravníku.

PROVOZNÍ SOUČINITEL

V případě běhu zařízení 24 h/den a cca 10 sepnutí/h a s ohledem na druh provozu je minimální provozní součinitel $f_{b \min} = 1,8$. Musí platit, že:

$$f_b \geq f_{b \min} \quad (64)$$

$$3,4 \geq 1,8$$

Vztah (64) dle literatury [13], kde:

f_b [–] provozní součinitel zvolené převodovky dle tab. 22

Z výpočtů vyplývá, že zvolená převodovka vyhovuje.

3.3.10 VOLBA BRZDY

Volba brzdy je provedena dle firmy NORD [13].

Určení teoretického brzdného momentu pracovní brzdy je závislé na statickém a dynamickém zatížení. Je dáno vztahem:

$$M_{Bt} = (M_{stat} + M_{dyn})k_B = (85,82 + 35,51) \cdot 1,7 = 242,66 \text{ Nm} \quad (65)$$

Vztah (65) dle literatury [13], kde:

$M_{k \text{ stat}}$ [Nm] kroutící moment potřebný k překonání statických odporů dle vztahu (57)

$M_{k \text{ dyn}}$ [Nm] kroutící moment potřebný k překonání dynamických odporů dle vztahu (61)

k_B [–] součinitel bezpečnosti brzdy, $k_B = (1,3 \div 2,1)$

S ohledem na potřebný brzdný moment je dle dostupné řady zvolena brzda BRE 250 od firmy NORD. Musí platit, že:



$$M_{Bt} < M_B \quad (66)$$

kde:

M_B [Nm] brzdňý moment zvolené brzdy, $M_B = 250 \text{ Nm}$

Ze vztahu (66) vyplívá, že zvolená brzda vyhovuje.

Moment setrvačnosti zvolené brzdy by měl být započítán do rovnice (60), ale protože jeho velikosti je velmi malá ($I = 6,65 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$), je tato hodnota zanedbána.

3.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA KRITICKÝCH ČÁSTÍ DOPRAVNÍKU

Pro ověření funkčnosti navržených hlavních částí dopravníku je nezbytné provést pevnostní kontrolu.

3.4.1 KONTROLA PEVNOSTI DOPRAVNÍHO PÁSU

Dopravníkový pás, lze kontrolovat dvěma způsoby. První možností je kontrolovat jednotlivé síly v pásu. Druhou je kontrola kombinovaného namáhání tahem a ohybem, která je přesnější. Pro výpočet celkového namáhání pásu je nezbytné vypočítat napětí v tahu pásu a napětí v ohybu pásu přes hnací buben. Toto celkové napětí se porovnává s dovoleným napětím a určí se bezpečnost.

DOVOLENÉ NAPĚTÍ V PÁSU

Literatura [10] uvádí dovolené napětí K_N na jeden milimetr tloušťky pásu. Pro získání maximálního dovoleného napětí σ_{DOV} , je nezbytné tuto hodnotu přepočítat.

$$\sigma_{dov} = \frac{F_{DOV}}{S} = \frac{K_N B}{tB} = \frac{K_N}{t} = \frac{315}{9} = 35 \text{ MPa} \quad (67)$$

kde:

K_N [Nmm⁻¹] pevnost v tahu pásu dle literatury [10]

F_{DOV} [N] dovolená síla v pásu

B [mm] tloušťka pásu dle tab. 2

t [mm] výška pásu dle tab. 2

NAPĚTÍ V TAHU

Napětí v tahu je dáno podílem největší tahové síly v pásu a jeho průřezem.



$$\sigma_t = \frac{T_{12}}{Bt} = \frac{23235,12}{1 \cdot 0,009} = 2,58 \text{ MPa} \quad (68)$$

kde:

T_{12} [N] největší tahová síla v pásu dle tab. 20

B [m] šířka pásu dle tab. 2

t [m] tloušťka pásu dle tab. 2

NAPĚTÍ V OHYBU

Napětí ohybu je dáno podílem ohybového momentu a průřezového momentu v ohybu, které jsou dány vztahy (69) a (70).

$$M_o = \frac{EJ}{r_B} = \frac{E \frac{1}{12} B t^3}{r_B} = \frac{50 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,009^3}{12 \cdot 0,21} = 14,5 \text{ Nm} \quad (69)$$

$$W_o = \frac{1}{6} B t^2 = \frac{1}{6} 1 \cdot 0,009^2 = 1,35 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (70)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{14,5}{1,35} = 1,07 \text{ MPa} \quad (71)$$

kde:

M_o [Nm] ohybový moment dle vztahu (69)

W_o [Nm] průřezový modul v ohybu dle vztahu (70)

E [MPa] modul pružnosti pásu dle katalogu výrobce, $E = 50 \text{ MPa}$

J [m⁴] kvadratický moment

r_B [m] poloměr hnacího bubnu

B [m] šířka pásu dle tab. 2

t [m] tloušťka pásu dle tab. 2

CELKOVÉ NAPĚTÍ A BEZPEČNOST

Celkové napětí je dáno součtem napětí v tahu a napětí v ohybu.

$$\sigma_c = \sigma_t + \sigma_o = 2,58 + 1,07 = 3,653 \text{ MPa} \quad (72)$$

Pro získání bezpečnosti porovnáme celkové napětí s dovoleným napětím.

$$k_b = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_c} = \frac{35}{3,653} = 9,58 \quad (73)$$



Z výpočtu vyplývá, že zvolený pás je dostatečně dimenzovaný.

3.4.2 KONTROLA PŘENOSU OBVODOVÉ SÍLY NA HNACÍ BUBEN

Aby byla zabezpečena správná funkce dopravníku, tedy aby pás na hnacím bubnu neprokluzoval, musí platit vztah (75).

$$F_{2 \min} = \frac{\xi F_U}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{2 \cdot 8286,53}{e^{0,45 \cdot 3,14} - 1} = 5327,92 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{2 \min} \leq T_1 \quad (75)$$

$$F_{2 \min} \leq 15943,91$$

Vztah (74) dle literatury [11], kde:

$F_{2 \min}$	[N]	minimální síla od odbíhajícího pásu z hnacího bubnu
T_1	[N]	síla od odbíhajícího pásu z hnacího bubnu dle tab. 20
ξ	[—]	součinitel rozběhu, $\xi = (1,3 \div 2)$ dle literatury [11]
F_U	[N]	obvodová síla na hnacím bubnu dle vztahu (51)
μ	[—]	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem dle literatury [11]
α	[rad]	úhel opásání

Z výpočtu vyplývá, že pás na hnacím bubnu prokluzovat nebude.

3.4.3 KONTROLA PERA NA HNACÍM HŘÍDELI

S ohledem na zvolenou převodovku, která má dutý hřídel s průměrem 80 mm, je zvoleno pero o šířce 22 mm a výšce 14 mm. Jako další je důležité určit délku pera vzhledem k přenášenému momentu, následně provést kontrolu na otlacení a kontrolu hřídele zeslabené drážkou pro pero na krut.

OBVODOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PERO

Při výpočtu obvodové síly vycházíme z krouticího momentu, který je hřídelí přenášen. Pro větší životnost pera vynásobíme tento moment jistou bezpečností, čímž je určen výpočtový krouticí moment M_{Kv} .

$$M_{Kv} = k_p M_{K \text{ celk}} = 1,75 \cdot 2500,611 = 4376,07 \text{ Nm} \quad (76)$$

kde:

$M_{k \text{ celk}}$	[Nm]	celkový krouticí moment přepočtený na výstupní hřídel převodovky
k_p	[—]	součinitel bezpečnosti pera, $k_p = 1,75$



Obvodovou sílu určíme jako:

$$F_O = M_{kv} \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{d} = 4376,069 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{80} = 109401,72 \text{ N} \quad (77)$$

kde:

M_{kv}	[Nm]	výpočtový kroutící moment dle vztahu (76)
d	[–]	průměr hřídele hnacího bubnu v místě drážky pro pero

DÉLKA PERA

Výpočtová délka pera je dána vztahem:

$$L_V = \frac{F_O}{p_{DOV} t_r} = \frac{109401,715}{150 \cdot 6,26} = 116,509 \text{ mm} \quad (78)$$

kde:

F_O	[N]	obvodová síla působící na pero dle vztahu (77)
t_r	[mm]	šířka opěrné plochy v hřídeli
p_{DOV}	[MPa]	dovolené otláčení, pro ocel S355JR $p_{DOV} = 150 \text{ MPa}$

K takto vypočtené délce je potřebné přičíst šířku pera b , čímž je určena teoretická délka pera.

$$L_T = L_V + b = 116,509 + 22 = 138,51 \text{ mm} \quad (79)$$

S ohledem na teoretickou délku pera, je dle normy ČSN 02 2562 určeno pero těsné 22e7x14x160.

KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Skutečné otláčení je dáno vztahem:

$$p_o = \frac{F_O}{S} = \frac{F_O}{(L_P - b_P) t_t} = \frac{109401,715}{(160 - 22) 6,26} = 126,64 \text{ MPa} \leq p_{DOV} \quad (80)$$

kde:

F_O	[N]	obvodová síla působící na pero dle vztahu (77)
S	[mm ²]	opěrná plocha pera dle 3D modelu
L_P	[mm]	zvolená délka pera dle ČSN 02 2562
b_P	[mm]	šířka pera dle ČSN 022562
t_r	[mm]	šířka opěrné plochy v hřídeli
p_{DOV}	[MPa]	dovolené otláčení, pro ocel S355JR $p_{DOV} = 150 \text{ MPa}$



Z výpočtu vyplývá, že zvolené pero je dostatečně dimenzováno.

KONTROLA ZESLABENÉHO HŘÍDELE NA KRUT

Nejmenší průměr hřídele hnacího bubnu je zeslaben drážkou pro pero.

$$d_t = d - t = 80 - 8,5 = 71,5 \text{ mm} \quad (81)$$

kde:

d [mm] průměr hřídele hnacího bubnu s drážkou pro pero

t_1 [mm] hloubka drážky s ohledem na zvolené pero dle ČSN 02 2507

Napětí v krutu je dáno vztahem:

$$\tau_k = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16M_{Kv}}{\pi \cdot d_t^3} = \frac{16 \cdot 4376,069 \cdot 10^3}{\pi \cdot 71,5^3} = 60,973 \text{ MPa} \leq \tau_{k \text{ DOV}} \quad (82)$$

kde:

M_{Kv} [Nm] výpočtový kroutící moment dle vztahu (76)

W_k [mm³] průřezový modul v krutu

d_t [mm] zeslabený průměr hřídele dle vztahu (81)

$\tau_{k \text{ DOV}}$ [MPa] dovolené napětí v krutu, pro ocel S355JR $\tau_{k \text{ DOV}} = 90 \text{ MPa}$

Z výpočtu vyplývá, že zeslabený průměr hřídele je dostatečně dimenzován.

3.4.4 KONTROLA HŘÍDELE HNACÍHO BUBNU

Při kontrolním výpočtu vycházíme z tvaru hřídele vytvořeného konstrukčním návrhem, ze způsobu uložení a z definovaného působení vnějších sil a momentů. Výsledkem je určení bezpečnosti, s jakou bude hřídel provozován.

V rámci rozsahu této bakalářské práce byl výpočet hřídelů zjednodušen. Při výpočtu nejsou uvažována mezikruží a plášť bubnu, které jsou k hřídeli přivařeny a zvyšují její pevnost. Výpočty hřídelů jsou tak pouze orientační, ale pohybují se na straně bezpečnosti.

URČENÍ VNĚJŠÍCH SIL A MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDEL

Plášť bubnu je namáhán působením sil z pásu na ohyb. Síla na něj působící je určená dle vztahu:

$$F = T_{12} + T_1 = 23642,674 + 15943,608 = 39586,283 \text{ N} \quad (83)$$

kde:

T_{12} [N] síla od nabíhajícího pásu na hnací buben dle tab. 20

T_1 [N] síla od odbíhajícího pásu z hnacího bubnu dle tab. 20

Tato vnější síla se přenáší na hřídel přes žebra pomocí sil F_A' a F_B' , které jsou dány jako:

$$F_A' = F_B' = \frac{F}{2} = 19793,141 \text{ N} \quad (84)$$

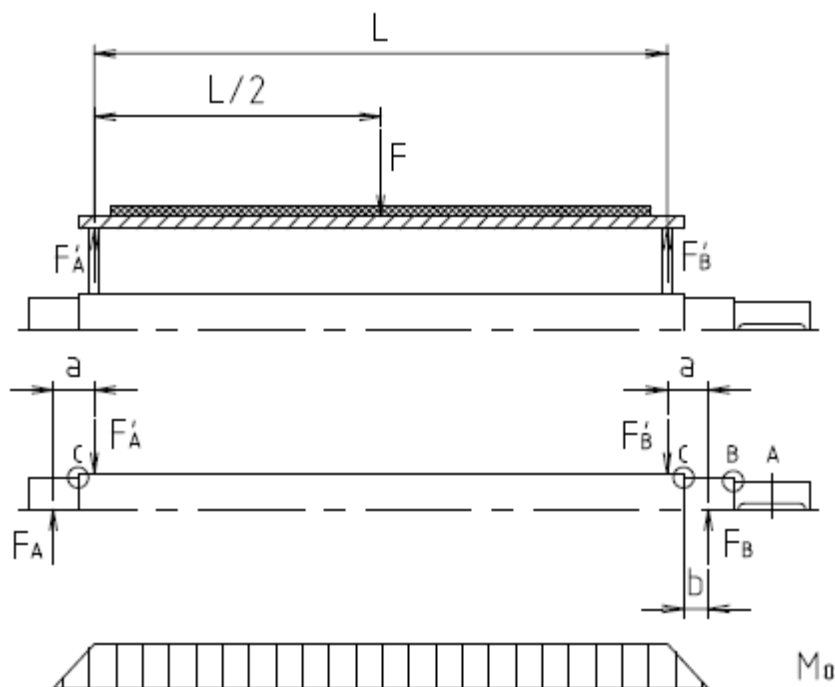
kde:

F [N] síla namáhající hřídel na ohyb

F_A' [N] reakce v žebře bubnu

F_B' [N] reakce v žebře bubnu

Pro síly, které působí přímo na hřídel bubnu, platí $F_{A,B}' = F_{A,B}$. Na hřídel působí společně s těmito silami, které hřídel namáhají na ohyb, i krouticí moment přenášený z pohonu dopravníku na pás. Tento moment $M_{K\text{ celk}}$, který je dán součtem krouticího momentu potřebného k překonání statických odporů a potřebného k překonání dynamických odporů, přepočtených na výstupní hřídel převodovky.



Obr. 34 Silové působení na hřídel hnacího bubnu



URČENÍ KRITICKÝCH PRŮŘEZU NA HŘÍDELI

Jednotlivé kritické průřezy jsou znázorněny na obr. 34.

VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ A

V tomto místě je hřídel zeslaben drážkou pro pero a přenáší pouze kroutící moment od převodové skříně motoru.

$$\tau_k = \alpha_k \frac{M_{k\text{ celk}}}{W_k} = \alpha_k \frac{16M_{k\text{ celk}}}{\pi d^3} = 3,25 \frac{16 \cdot 2500,611 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 80,841 \text{ MPa} \quad (85)$$

kde:

$M_{K\text{ celk}}$	[Nm]	celkový kroutící moment přepočtený na výstupní hřídel převodovky
W_k	[mm ³]	průřezový modul
d	[mm]	průměr hřídele zeslabený drážkou pro pero
α_k	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]

VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ B

V tomto místě se nachází odstupňování hřídele. Místo je namáháno pouze krutem.

$$\tau_k = \alpha_k \frac{M_{k\text{ celk}}}{W_k} = \alpha_k \frac{16M_{k\text{ celk}}}{\pi d^3} = 1,8 \frac{16 \cdot 2500,611 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80^3} = 44,773 \text{ MPa} \quad (86)$$

kde:

$M_{K\text{ celk}}$	[Nm]	celkový kroutící moment přepočtený na výstupní hřídel převodovky
W_k	[mm ³]	průřezový modul
d	[mm]	menší průměr hřídele
α_k	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]

VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ C

V tomto místě se nachází odstupňování hřídele. Místo je namáháno ohybem a krutem.

$$\tau_k = \alpha_k \frac{M_{k\text{ celk}}}{W_k} = \alpha_k \frac{16M_{k\text{ celk}}}{\pi d^3} = 1,4 \frac{16 \cdot 2500,611 \cdot 10^3}{\pi \cdot 85^3} = 29,033 \text{ MPa} \quad (87)$$

kde:

$M_{K\text{ celk}}$	[Nm]	celkový kroutící moment přepočtený na výstupní hřídel převodovky
W_k	[mm ³]	průřezový modul
d	[mm]	menší průměr hřídele
α_k	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]



$$\sigma_o = \beta_o \frac{M_o}{W_o} = \beta \frac{32F_B b}{\pi d^3} = 1,9 \frac{32 \cdot 19793,12 \cdot 0,113 \cdot 10^3}{\pi \cdot 85^3} = 70,172 \text{ MPa} \quad (88)$$

kde:

M_o	[Nm]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
d	[mm]	menší průměr hřídele
β_o	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]
F_B	[N]	reakce v místě B dle vztahu (84)
b	[m]	vzdálenost odstupňování od působíště reakce

Kombinované namáhání se vypočítá jako:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{70,172^2 + 3 \cdot 29,033^2} = 86,33 \text{ MPa} \quad (89)$$

URČENÍ BEZPEČNOSTI

Největší napětí bylo zjištěno v místě C, a proto vystačí zjistit bezpečnost pouze v tomto místě.

$$k_r = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{89,33} = 3,99 \quad (90)$$

kde:

R_e	[MPa]	mez kluzu dle literatury [14] pro materiál S355JR
σ_{red}	[MPa]	kombinované namáhání dle vztahu (89)

Z výpočtů vyplývá, že pro napětí v místě C je bezpečnost dostatečně veliká. Toto zjištění zároveň platí i pro místa A i B. Zvolený materiál a rozměry hřídele jsou dostatečně dimenzovány.

3.4.5 KONTROLA HNANÉHO HŘÍDELE

Při kontrole hřídele hnaného bubnu je postup podobný jako v předchozím případě. Rozdílem je skutečnost, že hřídel hnaného bubnu je namáhán vnějšími silami pouze na ohyb. Přenášený krouticí moment je minimální a proto je zanedbán. U výpočtu je, stejně jako v předchozím případě, zanedbán plášť a mezikruží.

URČENÍ VNĚJŠÍCH SIL A MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDEL

Plášť bubnu je namáhán působením sil z pásu na ohyb. Síla na něj působící je určena vztahem:

$$F = T_6 + T_7 = 5838,055 + 6375,316 = 12213,37 \text{ N} \quad (91)$$

kde:

T_6 [N] síla od nabíhajícího pásu na hnaný buben dle tab. 20

T_7 [N] síla od odbíhajícího pásu z hnaného bubnu dle tab. 20

Tato vnější síla se přenáší na hřídel bubnu přes žebra pomocí sil F_A' a F_B' , které jsou dány jako:

$$F_A' = F_B' = \frac{F}{2} = 6106,69 \text{ N} \quad (92)$$

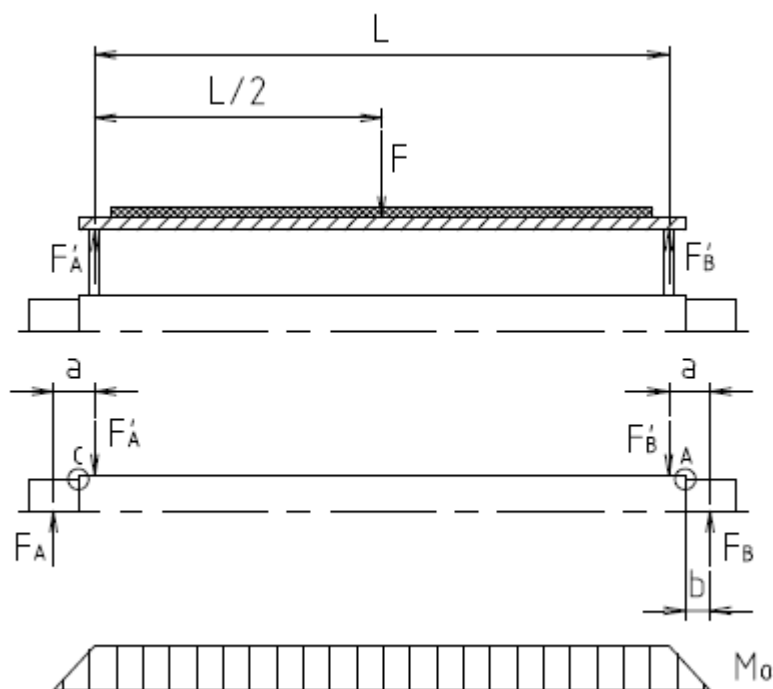
kde:

F [N] síla namáhající hřídel na ohyb

F_A' [N] reakce v žebře bubnu

F_B' [N] reakce v žebře bubnu

Pro síly, které působí přímo na hřídel bubnu, platí $F_{A,B}' = F_{A,B}$.



Obr. 35 Silové působení na hřídel hnaného bubnu

URČENÍ KRITICKÝCH PRŮŘEZU NA HŘÍDELI

Jednotlivé kritické průřezy jsou znázorněny na obr. 35.

**VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ A**

$$\sigma_o = \beta_o \frac{M_o}{W_o} = \beta \frac{32F_B b}{\pi d^3} = 1,9 \frac{32 \cdot 6106,685 \cdot 0,113 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 61,554 \text{ MPa} \quad (93)$$

kde:

M_o	[Nm]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
d	[mm]	menší průměr hřídele
β_o	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]
F_B	[N]	reakce v místě B dle vztahu (92)
b	[m]	vzdálenost místa odstupňování od působíště reakce

URČENÍ BEZPEČNOSTI

Bezpečnost v místě A je dána jako:

$$k_r = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{345}{61,554} = 5,605 \quad (94)$$

kde:

R_e	[MPa]	mez kluzu dle literatury [14] pro materiál S355JR
σ_o	[Mpa]	napětí dle vztahu (93)

Z výpočtů vyplývá, že pro napětí v místě A je bezpečnost dostatečně veliká. Zvolený materiál a rozměry hřídele jsou dostatečně dimenzovány.

3.4.6 KONTROLA HŘÍDELE OHÝBACÍHO BUBNU

Jako ohýbací buben je použit stejný buben jako u bubnu hnaného. Kontrola je nezbytná protože na ohýbací buben působí jiné síly. Tento buben je namáhán na ohyb. U výpočtu je, stejně jako v předchozím případě, zanedbán plášť a mezikruží.

URČENÍ VNĚJŠÍCH SIL A MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA HŘÍDEL

Plášť bubnu je namáhán působením sil z pásu na ohyb. Síla na něj působící je určena vztahem:

$$F = \sqrt{T_4^2 + T_5^2} = \sqrt{5349,301^2 + 5838,055^2} = 7918,201 \text{ N} \quad (95)$$

kde:



T_5 [N] síla od nabíhajícího pásu na ohýbací buben dle tab. 20

T_4 [N] síla od odbíhajícího pásu z ohýbacího bubnu dle tab. 20

Tato vnější síla se přenáší na hřídel bubnu přes žebra pomocí sil F_A' a F_B' , které jsou dány jako:

$$F_A' = F_B' = \frac{F}{2} = 3959,1 \text{ N} \quad (96)$$

kde:

F [N] síla namáhající hřídel na ohyb

F_A' [N] reakce v žebře bubnu

F_B' [N] reakce v žebře bubnu

Pro síly, které působí přímo na hřídel bubnu, platí $F_{A,B}' = F_{A,B}$.

URČENÍ KRITICKÝCH PRŮŘEZU NA HŘÍDELI

Jednotlivé kritické průřezy jsou znázorněny na obr. 35.

VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ A

$$\sigma_o = \beta_o \frac{M_o}{W_o} = \beta_o \frac{32F_B b}{\pi d^3} = 1,9 \frac{32 \cdot 3959,1 \cdot 0,113 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 39,907 \text{ MPa} \quad (97)$$

kde:

M_o [Nm] ohybový moment

W_o [mm³] průřezový modul v ohybu

d [mm] průměr hřídele

β_o [–] vrubový součinitel dle literatury [14]

F_B [N] reakce v místě B dle vztahu (96)

b [m] vzdálenost místa odstupňování od působíště reakce

URČENÍ BEZPEČNOSTI

Bezpečnost v místě A je dána jako:

$$k_r = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{345}{39,907} = 8,645 \quad (98)$$

kde:

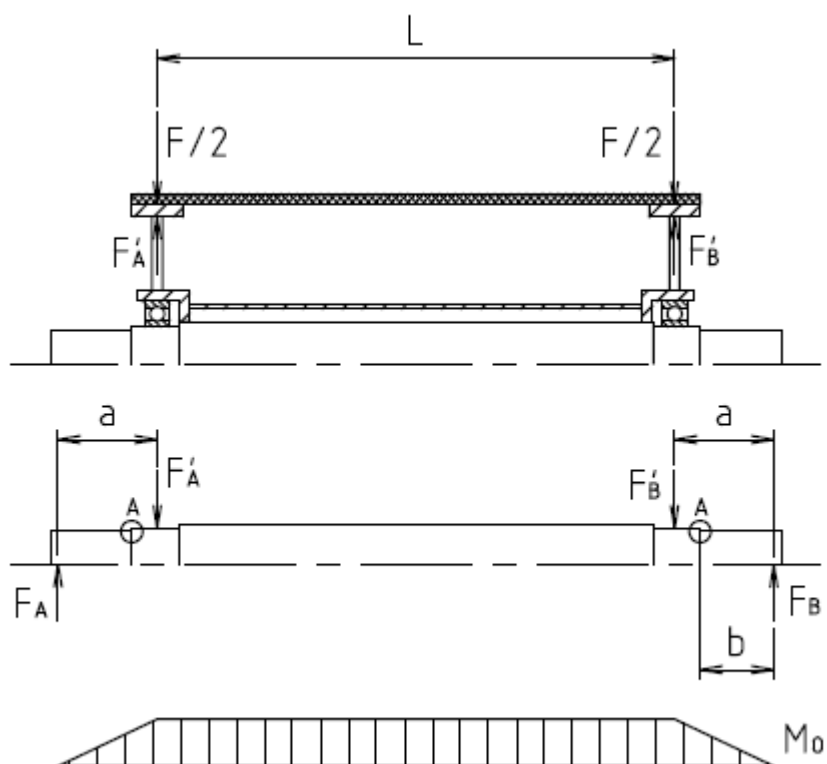
R_e [MPa] mez kluzu dle literatury [14] pro materiál S355JR

σ_o [Mpa] napětí dle vztahu (97)

Z výpočtů vyplívá, že pro napětí v místě A je bezpečnost dostatečně veliká. Zvolený materiál a rozměry hřídele jsou dostatečně dimenzovány.

3.4.7 KONTROLA OSY DOLNÍCH OHÝBACÍCH DISKŮ

Ohýbací disky jsou uloženy v ložiscích, které jsou umístěny na osu. Na ohýbací disky působí síly z pásu, které jejich osu namáhají na ohyb.



Obr. 36 Silové působení na osu ohýbacích disků

Určení vnějších sil a momentů působících na osu

Plášť disku je namáhán působením sil z pásu na ohyb. Síla na něj působící je určena vztahem:

$$F' = \sqrt{T_8^2 + T_9^2} = \sqrt{6425,247^2 + 6572,837^2} = 9191,626 \text{ N} \quad (99)$$

kde:

T_8 [N] síla od nabíhajícího pásu na ohýbací disk dle tab. 20

T_9 [N] síla od odbíhajícího pásu z ohýbacího disku dle tab. 20



V tomto případě je nutné také zahrnout velikost tíhové síly do celkové síly zatěžující osu.

$$F = \sqrt{F'^2 + (m_d g)^2 - 2F'(m_d g) \cos 135^\circ} \quad (100)$$

$$F = \sqrt{9191,63^2 + (129,9 \cdot 9,81)^2 - 2 \cdot 9191,63 \cdot (129,9 \cdot 9,81)^2 \cos 135^\circ} = 10133,08 \text{ N}$$

Tato vnější síla se přenáší na ložiska přes žebra pomocí sil F_A' a F_B' , které jsou dány jako:

$$F_A' = F_B' = \frac{F}{2} = 5066,538 \text{ N} \quad (101)$$

kde:

F [N] síla namáhající hřídel na ohyb

F_A' [N] reakce v žebře ohýbacího disku

F_B' [N] reakce v žebře ohýbacího disku

Pro síly, které působí přímo na osu disku, platí $F_{A,B}' = F_{A,B}$.

URČENÍ KRITICKÝCH PRŮŘEZU NA OSE

Jednotlivé kritické průřezy jsou znázorněny na obr. 36.

VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ A

$$\sigma_o = \beta_o \frac{M_o}{W_o} = \beta_o \frac{32F_B b}{\pi d^3} = 1,9 \frac{32 \cdot 5066,538 \cdot 0,216 \cdot 10^3}{\pi \cdot 60^3} = 73,994 \text{ Nm} \quad (102)$$

kde:

M_o [Nm] ohybový moment

W_o [mm³] průřezový modul v ohybu

d [mm] průměr osy

β_o [–] vrubový součinitel dle literatury [14]

F_B [N] reakce v místě B dle vztahu (101)

b [m] vzdálenost místa odstupňování od působiště reakce

URČENÍ BEZPEČNOSTI

Bezpečnost v místě A je dána jako:

$$k_r = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{345}{73,994} = 4,663 \quad (103)$$



Z výpočtů vyplývá, že pro napětí v místě A je bezpečnost dostatečně velká. Zvolený materiál a rozměry osy jsou dostatečně dimenzovány.

3.4.8 KONTROLA OSY HORNÍHO OHÝBACÍHO DISKU

Výpočet je proveden obdobně jako u dolního ohýbacího disku.

URČENÍ VNĚJŠÍCH SIL A MOMENTŮ PŮSOBÍCÍCH NA OSU

Plášť ohýbacího disku je namáhán působením sil z pásu na ohyb. Síla na něj působící je určená vztahem:

$$F' = \sqrt{T_2^2 + T_3^2} = \sqrt{15943,586^2 + 16093,213^2} = 22653,685 \text{ N} \quad (104)$$

kde:

T_8 [N] síla od nabíhajícího pásu na ohýbací disk dle tab. 20

T_9 [N] síla od odbíhajícího pásu z ohýbacího disku dle tab. 20

V tomto případě je nutné také zahrnout velikost tíhové síly do celkové síly zatěžující osu.

$$F = \sqrt{F'^2 + (m_d g)^2 - 2F'(m_d g)\cos 135^\circ} \quad (105)$$

$$F = \sqrt{22653,69^2 + (199,1 \cdot 9,81)^2 - 2 \cdot 22653,69 \cdot (199,1 \cdot 9,81)^2 \cos 135^\circ}$$

$$F = 24074,726 \text{ N}$$

Tato vnější síla se přenáší na ložiska přes žebra pomocí sil F_A' a F_B' , které jsou dány jako:

$$F_A' = F_B' = \frac{F}{2} = 12037,363 \text{ N} \quad (106)$$

kde:

F [N] síla namáhající hřídel na ohyb

F_A' [N] reakce v žebře ohýbacího disku

F_B' [N] reakce v žebře ohýbacího disku

Pro síly, které působí přímo osu ohýbacího disku, platí $F_{A,B}' = F_{A,B}$.

URČENÍ KRITICKÝCH PRŮŘEZU NA HNACÍM HŘÍDELI

Jednotlivé kritické průřezy jsou znázorněny na Obr. 36.



VÝPOČET NAPĚTÍ V MÍSTĚ A

$$\sigma_o = \beta_o \frac{M_o}{W_o} = \beta_o \frac{32F_B b}{\pi d^3} = 1,9 \frac{32 \cdot 12037,363 \cdot 0,216 \cdot 10^3}{\pi \cdot 70^3} = 146,705 \text{ Nm} \quad (107)$$

kde:

M_o	[Nm]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
d	[mm]	průměr osy
β_o	[–]	vrubový součinitel dle literatury [14]
F_B	[N]	reakce v místě B dle vztahu (106)
b	[m]	vzdálenost místa odsazení od působíště reakce

URČENÍ BEZPEČNOSTI

Bezpečnost v místě A je dána jako:

$$k_r = \frac{Re}{\sigma_o} = \frac{345}{146,705} = 2,352 \quad (108)$$

kde:

Re	[MPa]	mez kluzu dle literatury [14] pro materiál S355JR
σ_o	[Mpa]	napětí dle vztahu (107)

Z výpočtů vyplývá, že pro napětí v místě A je bezpečnost dostatečně veliká. Zvolený materiál a rozměry osy jsou dostatečně dimenzovány.

3.5 VÝPOČET LOŽISEK

Bubny, ohýbací disky, nosné a podpěrné válečky jsou osazeny ložisky od firmy SKF. Vzhledem k různým silovým zatížením na jednotlivých ložiscích je nezbytná kontrola všech ložisek.

Tab. 23 Velikosti výslednic působící na jednotlivé bubny/disky

PARAMETR	OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKA
BUBEN A	F_{T1}	39586,233	N
BUBEN B	F_{T2}	22653,685	N
BUBEN C	F_{T3}	7918,201	N
BUBEN D	F_{T4}	12213,370	N
BUBEN E	F_{T5}	9191,626	N
BUBEN F	F_{T6}	2990,006	N



3.5.1 KONTROLA LOŽISEK HNACÍHO BUBNU

Hnací buben je osazen ložiskovými domky SNL 519-619, které obsahují ložiska 22219 EK od firmy SKF.

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

Vzhledem k malým axiálním silám je ekvivalentní zatížení rovno radiálnímu zatížení, které je poděleno dvěma, protože hřídel má dvě ložiska.

$$P = F_R = \frac{F_{T1}}{2} = \frac{39586,233}{2} = 19793,116 \text{ N} \quad (109)$$

kde:

F_{T1} [N] síla působící na buben, dle tab. 25

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{393}{19,793}\right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 70,84} \cong 4986951 \text{ h} \quad (110)$$

kde:

n [min⁻¹] otáčky hnacího bubnu
 C [kN] základní dynamická únosnost dle SKF [15]
 P [kN] ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (109)
 p [–] exponent rovnice trvanlivosti; $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{450}{19,793} = 22,735 \quad (111)$$

kde:

C_0 [kN] statická únosnost dle SKF [15]
 P_0 [kN] ekvivalentní statické zatížení ložiska, které je rovno radiální síle F_R

3.5.2 KONTROLA LOŽISEK HANÉHO BUBNU

Hnaný buben je osazen ložiskovými domky SNL 516, které obsahují ložiska 21313 EK od firmy SKF. Výpočet je proveden totožně jako v předchozím případě.

**EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ**

$$P = F_R = \frac{F_{T4}}{2} = \frac{12213,37}{2} = 6106,658 \text{ N} \quad (112)$$

kde:

F_{T4} [N] síla působící na buben, dle tab. 25

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{243}{6,106}\right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 76,394} \cong 46930646 \text{ h} \quad (113)$$

kde:

n [min⁻¹] otáčky hnaného bubnu

C [kN] základní dynamická únosnost dle SKF [15]

P [kN] ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (112)

p [–] exponent rovnice trvanlivosti; $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{270}{6,106} = 44,2 \quad (114)$$

kde:

C_0 [kN] statická únosnost dle SKF [15]

P_0 [kN] ekvivalentní statické zatížení ložiska, které je rovno radiální síle F_R

3.5.3 KONTROLA LOŽISKA OHÝBACÍHO BUBNU

Ohýbací buben je osazen ložiskovými domky SNL 517, které obsahují ložiska 22217 EK od firmy SKF. Výpočet je proveden totožně jako v předchozích případech.

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P = F_R = \frac{F_{T3}}{2} = \frac{7918,201}{2} = 3959,1 \text{ N} \quad (115)$$



kde:

F_{T3} [N] síla působící na buben, dle tab. 25

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{243}{3,959}\right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 76,394} \cong 198984786 \text{ h} \quad (116)$$

kde:

n [min^{-1}] otáčky ohýbacího bubnu

C [kN] základní dynamická únosnost dle SKF [15]

P [kN] ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (115)

p [–] exponent rovnice trvanlivosti; $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{270}{3,959} = 68,19 \quad (117)$$

kde:

C_0 [kN] statická únosnost dle SKF [15]

P_0 [kN] ekvivalentní statické zatížení ložiska, která je rovna radiální síle F_R

3.5.4 KONTROLA LOŽISKA DOLNÍHO OHÝBACÍHO DISKU

Ohýbací disk je osazen ložisky 22214 E od firmy SKF. Výpočet je proveden totožně jako v předchozích případech.

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P = F_R = \frac{F_{T5}}{2} = \frac{9191,626}{2} = 4595,81 \text{ N} \quad (118)$$

kde:

F_{T5} [N] síla působící na buben, dle tab. 25

**ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA**

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{213}{4,595}\right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 47,01} \cong 126774409 \text{ h} \quad (119)$$

kde:

n	$[min^{-1}]$	otáčky ohýbacího disku
C	$[kN]$	základní dynamická únosnost dle SKF [15]
P	$[kN]$	ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (118)
p	$[-]$	exponent rovnice trvanlivosti; $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{228}{4,596} = 49,61 \quad (120)$$

kde:

C_0	$[kN]$	statická únosnost, dle SKF [15]
P_0	$[kN]$	ekvivalentní statické zatížení ložiska, která je rovna radiální síle F_R

3.5.5 KONTROLA LOŽISKA HORNÍHO OHÝBACÍHO DISKU

Ohýbací disk je osazen ložisky 22216 E od firmy SKF. Výpočet je proveden totožně jako v předchozích případech.

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P = F_R = \frac{F_{T2}}{2} = \frac{22653,685}{2} = 11326,84 \text{ N} \quad (121)$$

kde:

F_{T2}	$[N]$	síla působící na buben, dle tab.
----------	-------	----------------------------------

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{243}{11,326}\right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 30,55} \cong 14964151 \text{ h} \quad (122)$$



kde:

n	$[min^{-1}]$	otáčky ohýbacího disku
C	$[kN]$	základní dynamická únosnost dle SKF [15]
P	$[kN]$	ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (121)
p	$[-]$	exponent rovnice trvanlivosti; $p = 10/3$ pro ložiska s čárovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{270}{11,326} = 23,84 \quad (123)$$

kde:

C_0	$[kN]$	statická únosnost, dle SKF [15]
P_0	$[kN]$	ekvivalentní statické zatížení ložiska, která je rovna radiální síle F_R

3.5.6 KONTROLA LOŽISKA VÁLEČKU VÁLEČKOVÉ STOLICE PŘECHODOVÉHO OBLOUKU

Váleček válečkové stolice přechodového oblouku je osazen ložisky 6204 C3 od firmy SKF. Výpočet je proveden totožně jako v předchozích případech

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

$$P = F_R = \frac{F_{T6}}{2} = \frac{2990,01}{2} = 1495,003 \text{ N} \quad (124)$$

kde:

F_{T6}	$[N]$	síla působící na buben, dle tab.
----------	-------	----------------------------------

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISKA

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{13,5}{1,495}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 351,238} \cong 72758,80 \text{ h} \quad (125)$$

kde:

n	$[min^{-1}]$	otáčky válečku
C	$[kN]$	základní dynamická únosnost dle SKF [15]
P	$[kN]$	ekvivalentní dynamické zatížení dle vztahu (124)



p $[-]$ exponent rovnice trvanlivosti; $p = 3$ pro ložiska s bodovým stykem dle SKF [15]

SOUČINITEL STATICKÉ BEZPEČNOSTI

$$s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{6,6}{1,495} = 4,41 \quad (126)$$

kde:

C_0 $[kN]$ statická únosnost dle SKF [15]

P_0 $[kN]$ ekvivalentní statické zatížení ložiska, která je rovna radiální síle F_R

3.5.7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ KONTROLY LOŽISEK

Z hlediska životnosti jsou nejohroženější ložiska válečků válečkové stolice, protože tyto válečky dosahují největších otáček. Dle výpočtu jsou tato ložiska dostatečně dimenzována.

Ostatní ložiska jsou dle výsledků značně předimenzovaná. Důvodem je, že tyto hřídele jsou navrhovány na velké ohybové a kroutící momenty a zároveň mají malé otáčky. Tato skutečnost však provozu nebrání.



4 KONSTRUKCE

Dopravník je tvořen horní a dolní stanicí, mezi kterými se pohybuje dopravní pás.

V horní stanici (obr. 37) je umístěn převodový motor s dutou hřídelí, do které zapadá hřídel hnacího bubnu. Přenos kroutícího momentu je zajištěn pomocí pera, které je umístěno v této hřídeli. Plášť hnacího bubnu je opatřen gumovým povlakem se vzorkem pro zvýšení součinitele tření. U hnacího bubnu se nachází výsypka, do které padá dopravovaný materiál. Tato výsypka je prodloužena až pod čistič pásu, který vyklepává zbytky materiálu přilepeného v kapsách. V místech kde dopravní pás mění směr, jsou umístěny ohýbací disk a válečková stolice přechodového oblouku tvořená 11 nosnými válečky. Dopravní pás je v průběhu podepřen několika nosnými válečky v horní i dolní větvi.

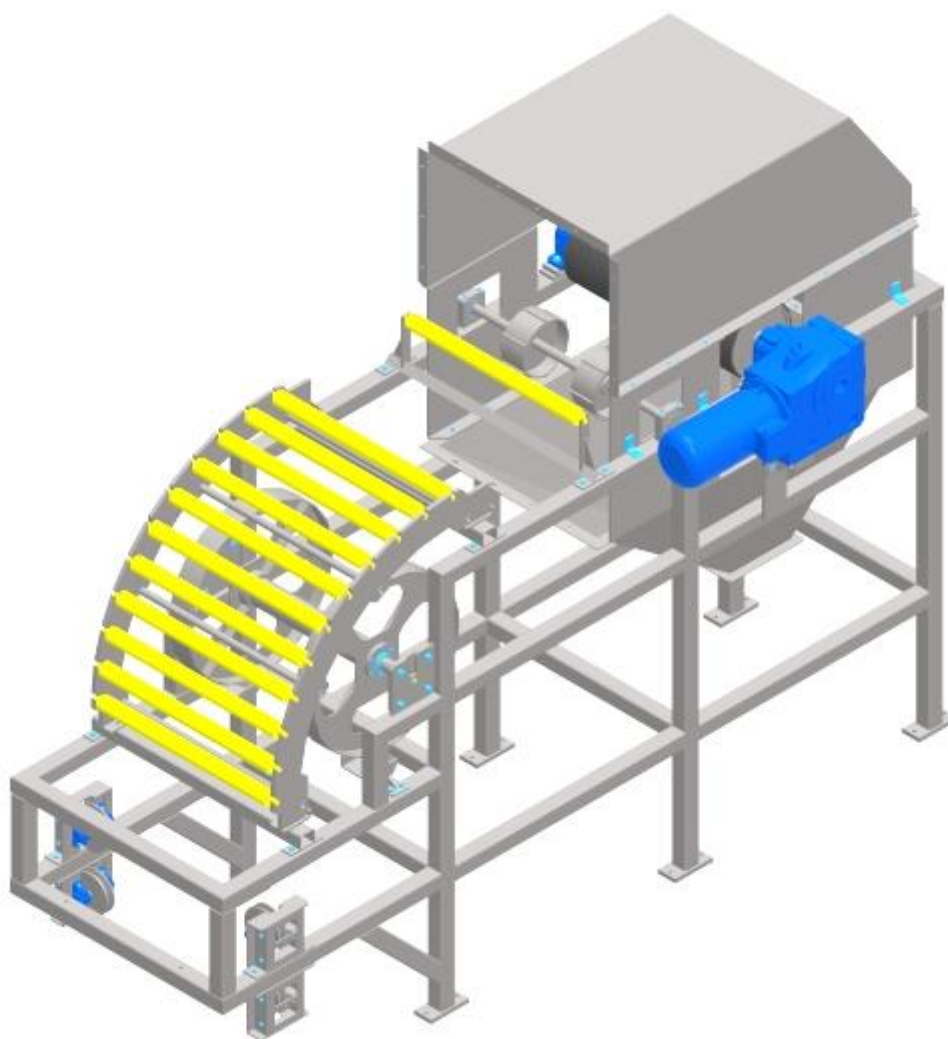
V dolní stanici (obr. 38) je umístěn hnaný (napínací) buben, který napíná pás tak, aby nedocházelo k prokluzu. Velikost napnutí je vyvozena pomocí dvou šroubů, které určují polohu hnaného bubnu. Dpravovaný materiál dopadá na pás z násypky, která je umístěna těsně za hnaným bubnem. V tomto místě jsou umístěny pogumované nosné válečky, které slouží ke snížení dynamických účinků materiálu dopadajícího na pás. V místech kde dopravní pás mění směr, jsou umístěny ohýbací disk a ohýbací buben. Dopravní pás je v průběhu podepřen několika nosnými válečky v horní i dolní větvi.

Před místem, kde dopravní pás nabíhá na ohýbací disky, ohýbací buben a válečkovou stolicí přechodového oblouku jsou umístěny vodiče pásu. Tyto vodiče mají za úkol nasměrovat pás do správné polohy.

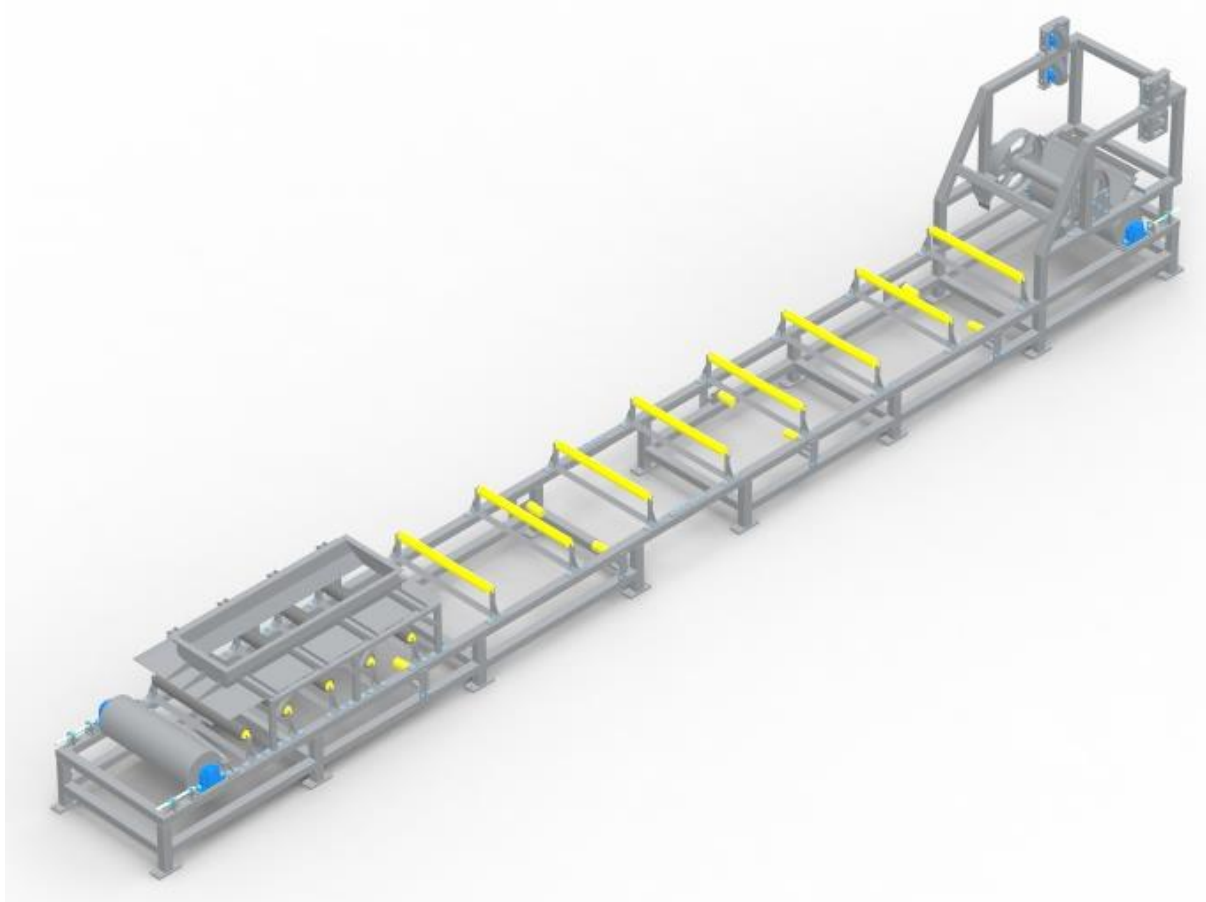
Komponenty horní a dolní stanice jsou upevněny na rámy, které mají nohy pomocí kotevních šroubů připevněné k betonovému základu. Návrh rámu je pouze předběžný. Pro ověření jeho chování pod zatížením je nezbytné provést výpočty a simulace a ověřit tak, zda bude bezpečně plnit svoji funkci.

Dopravník by měl být po celé svojí délce kompletně zakrytován. V rámci rozsahu této práce je naznačena pouze násypka a výsypka.

Dle získaných parametrů byl zhotoven návrh pásového dopravníku. Dle tohoto návrhu byl vytvořen 3D model zařízení pomocí programu Solid Edge ST8. Z modelu byla vytvořena příložená výkresová dokumentace.



Obr. 37 3D model horní stanice dopravniku



Obr. 38 3D model dolní stanice dopravníku



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem hlavních částí svislého pásového dopravníku pro sypké materiály, který používá dopravní pás Flexowell. Výsledkem práce byl návrh a pevnostní kontrola hlavních částí dopravníku a jeho pohonu. Tento návrh byl proveden s ohledem na zadané parametry a doporučení výrobců.

V úvodu práce byla věnována pozornost obecně pásovým dopravníkům a jejich hlavním dílům. K jednotlivým dílům byly doplněny firmy, které se zabývají jejich výrobou. Následující část věnovala pozornost některým problémům spojených s návrhem svislých pásových dopravníků. Na tyto teoretické části navazuje výpočtová část.

Výpočtová část zahrnuje návrhy jednotlivých dílů a návrh pohonu dopravníku. Velikost instalovaného výkonu potřebného pro bezproblémový chod dopravníku je 18,5 kW. Pro ověření funkčnosti, byl proveden kontrolní pevnostní výpočet navržených dílů. Z tohoto výpočtu vyplynulo, že součásti nacházející se v kritických místech dopravníku jsou schopné provozu s dostatečnou bezpečností. U ostatních, méně zatěžovaných dílů, byla zjištěna bezpečnost vyšší, což značí, že rozměry těchto součástí by mohli být menší. Toto zjištění provozu nebrání.

Další možnou částí práce na daném tématu by mohla být pevnostní kontrola navrženého rámu, kompletní krytování dopravníku po celé jeho délce a optimalizace navržených rozměrů za účelem snížení výrobních nákladů.

Navržený svislý pásový dopravník by měl být doplněn o kompletní výkresovou dokumentaci. S ohledem na rozsah a zadání bakalářské práce jsou v příloze přiloženy sestavní výkres a kusovník.

Všechny cíle stanovené v zadání a v průběhu práce byly splněny a navržený dopravník splňuje požadované parametry.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988, 277 s.
- [2] ĎURKOVIČ, Oto. *Dopravní a manipulační stroje*. Praha: Vysoká škola zemědělská, Technická fakulta, 1995, 223 s. ISBN 80-213-0134-1.
- [3] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001, 99 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [4] VVV MOST: *Kompletní služby v oblasti pásové dopravy* [online]. Most: VVV MOST spol. s r.o., b.r. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.vvvmost.cz/>
- [5] GTK: *Výroba pásových dopravníků* [online]. Tupesy: GTK spol. s r.o., b.r. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/>
- [6] SKOPAL, Vlastimil, Mojmír HOFÍREK a Jindřich ADÁMEK. *Stavba a provoz strojů IV: konstrukční uspořádání, provoz a údržba : učební text pro 4. ročník SPŠ strojnických*. 2., opr. vyd. Praha: SNTL, 1987, 424 s.
- [7] *Kešner* [online]. Králův Dvůr: Kešner, a.s., b.r. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.kesner.cz/>
- [8] *Transsys* [online]. Chrudim: Transsys spol. s r.o., b.r. [cit. 2016-02-29]. Dostupné z: <http://www.transsys.cz/>
- [9] BOZPINFO.CZ, . *Bezpečnost u dopravníků*. b.r.. Dostupné také z: http://www.bozpinfo.cz/win/knihovna-bozp/citarna/clanky/bezpecnost_prace/dopravniky050420.html
- [10] METSO MINERALS GMBH. *Flexowell - Handbuch Manual*. 2006.
- [11] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými s nosnými válečky - Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1994, 16 s.
- [12] TRANSROLL: *Výrobce dopravníkových válečků, pražců a poháněcích bubnů pro pásové dopravníky a válečkové tratě* [online]. Praha: TRANSROLL – CZ, a.s., b.r. [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/>
- [13] *NORD - Poháněcí technika* [online]. Praha: NORD-Poháněcí technika, s. r. o., b.r. [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp
- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.



- [15] *SKF - Ložiska* [online]. Praha: SKF Group, b.r. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [16] *ROLLCONTECH* [online]. Jihlava: ROLLCONTECH s.r.o., b.r. [cit. 2016-02-22]. Dostupné z: <http://www.rollcontech.cz/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	[m]	Rozteč horních válečkových stolic
a_U	[m]	Rozteč dolních válečkových stolic
A	[m ²]	Dotyková plocha čističe
b	[m]	Vzdálenost odstupňování od působíště reakce
b_1	[m]	Šířka násypky
b_p	[m]	Šířka pera
b_w	[mm]	Šířka vlnovce
B	[mm]	Šířka pásu
C	[kN]	Ekvivalentní dynamická únosnost
c_h	[mm]	Výška přepážky
$c_{h \min}$	[mm]	Minimální výška přepážky
c_p	[mm]	Rozteč mezi přepážkami
$c_{p \min}$	[mm]	Minimální rozteč mezi přepážkami
c_s	[m ²]	Příčný průřez kapsy
$c_{s \min}$	[m ²]	Potřebný příčný průřez kapsy
$c_{s 1}$	[m ²]	Příčný průřez zvolené kapsy
C_0	[kN]	Statická únosnost
d	[mm]	Průměr hřídele
d_t	[mm]	Zeslabený průměr hřídele
d_v	[mm]	Průměr válečku
D_b	[mm]	Průměr čističe pásu
D_B	[mm]	Průměr bubnu
$D_{B \min}$	[mm]	Minimální průměr bubnu
D_d	[mm]	Průměr disku
D_w	[mm]	Délka disku
E	[MPa]	Modul pružnosti pásu
f	[—]	Globální součinitel tření
f_b	[—]	Provozní součinitel
$f_{b \min}$	[—]	Minimální provozní součinitel
F	[N]	Průměrný tah v pásu na jednotlivých bubnech
F_A	[N]	Reakce působící na hřídel
F_A'	[N]	Reakce v žebro hnacího bubnu



F_{bA}	[N]	Odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování
F_B	[N]	Reakce působící na hřídel
F_B'	[N]	Reakce v žebrech hnacího bubnu
F_{DOV}	[N]	Dovolené síla v pásu
F_f	[N]	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a vedením
F_{ht}	[mm]	Výška bočnic
F_H	[N]	Hlavní odpory
F_L	[N]	Lokální odpory
F_{min}	[N]	Nejmenší tahová síla
F_O	[N]	Obvodová síla
F_r	[N]	Odpor shrnovače bubů a pásů
F_R	[N]	Radiální síla na ložisko
F_{st}	[N]	Odpor k překonání dopravní výšky
F_t	[N]	Odpor v ložiskách bubnů
$F_{t\ val}$	[N]	Odpor v ložiscích válečku přechodového oblouku
F_U	[N]	Obvodová síla
F_V	[N]	Výslednice působící na váleček přechodového oblouku
F_T	[N]	Výslednice působící na jednotlivé bubny
F_1	[N]	Odpor ohybu pásu na bubnech
$F_{2\ min}$	[N]	Minimální síla od odbíhajícího pásu z hnacího bubnu
g	[ms ⁻¹]	Tíhové zrychlení
$(h/a)_{adm}$	[—]	Dovolený průvřes pásu mezi válečkovými stolicemi
H	[m]	Výškový rozdíl
i	[—]	Převodový poměr
i_T	[—]	Teoretický převodový poměr
I_i	[kgm ²]	Moment setrvačnosti i-tého celku s rotačním pohybem
I_M	[kgm ²]	Moment setrvačnosti motoru
I_P	[kgm ²]	Moment setrvačnosti převodovky
I_{RED}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
J	[m ⁴]	Kvadratický moment
k_B	[—]	Součinitel bezpečnosti
k_b	[—]	Součinitel bezpečnosti pásu
k_p	[—]	Součinitel bezpečnosti pera



k_r	[—]	Součinitel bezpečnosti hřídelů
K_N	$[Nmm^{-1}]$	Pevnost v tahu pásu
l_{ξ}	$[mm]$	Délka čističe pásu
l_b	$[m]$	Urychlovací délka
l_v	$[mm]$	Délka válečku
l_1	$[m]$	Délka horní větve dopravníku v dolní stanici
l_2	$[m]$	Délka horní větve dopravníku v horní stanici
l_3	$[m]$	Délka dolní větve dopravníky v dolní stanici
L	$[m]$	Osová vzdálenost přesypů
L_B	$[mm]$	Délka bubnu
L_D	$[m]$	Délka dopravního pásu
L_P	$[mm]$	Délka pera
L_S	$[mm]$	Kusovitost / zrnitost materiálu
L_T	$[mm]$	Teoretická délka pera
L_V	$[mm]$	Výpočtová délka pera
L_{10h}	$[h]$	Základní trvanlivost ložiska
m_d	$[kg]$	Hmotnost disku
m_{af}	[—]	Faktor poměrů momentů setrvačnosti
m_j	$[kg]$	Hmotnost j-tého celku s translačním pohybem
M_A	$[Nm]$	Rozběhový moment
M_B	$[Nm]$	Brzdový moment
M_{Bt}	$[Nm]$	Teoretický brzdový moment
M_K	$[Nm]$	Krouticí moment
$M_{K\ celk}$	$[Nm]$	Celkový krouticí moment
$M_{K\ dyn}$	$[Nm]$	Krouticí moment potřebný k překonání dynamických odporů
$M_{K\ stat}$	$[Nm]$	Krouticí moment potřebný k překonání pasivních odporů
M_{Kv}	$[Nm]$	Výpočtový krouticí moment
M_N	$[Nm]$	Jmenovitý moment
M_O	$[Nm]$	Ohybový moment
M_2	$[Nm]$	Výstupní moment
n	[—]	Počet válečků
n_B	$[min^{-1}]$	Otáčky bubnu
n_N	$[min^{-1}]$	Jmenovité otáčky



n_w	[mm]	Rozteč mezi stěnami pásu
$n_{w\ min}$	[mm]	Minimální rozteč mezi stěnami pásu
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky
p	[–]	Exponent rovnice trvanlivosti
$p_{\check{c}}$	[Nm ⁻²]	Tlak čističe pásu
p_{DOV}	[MPa]	Dovolené otláčení
p_0	[MPa]	Otláčení
P	[kN]	Ekvivalentní zatížení
P_A	[kW]	Provozní výkon na hnacím bubnu
P_M	[kW]	Provozní výkon motoru
P_N	[kW]	Jmenovitý výkon
P_0	[kW]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska
q_B	[kgm ⁻¹]	Hmotnost 1 m dopravního pásu
q_{Bc}	[kgm ⁻¹]	Měrná hmotnost přepážky
q_{Bp}	[kgm ⁻¹]	Měrná hmotnost pásu
q_{Bs}	[kgm ⁻¹]	Měrná hmotnost vlnovce
q_G	[kgm ⁻¹]	Hmotnost nákladu na 1 m dopravního pásu
q_{RO}	[kgm ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku horní větve na 1 m dopravního pásu
q_{RU}	[kgm ⁻¹]	Hmotnost rotujících částí válečku dolní větve na 1 m dopravního pásu
$Q(I_m)$	[kgs ⁻¹]	Dopravní výkon
$Q_v(I_v)$	[m ³ s ⁻¹]	Objemový dopravní výkon
r_B	[mm]	Poloměr bubnu
R	[mm]	Poloměr ohybu
R_e	[MPa]	Mez kluzu
s	[–]	Součinitel statické bezpečnosti
S	[m ²]	Opěrná plocha pera
t	[mm]	Tloušťka pásu
t_0	[mm]	Tloušťka obložení
t_r	[mm]	Šířka opěrné plochy v hřídeli
Δt	[s]	Čas rozběhu
t_1	[mm]	Hloubka drážky pro pero
T	[N]	Tah v pásu
T_i	[N]	Síla od nabíhajícího pásu na buben



T_j	$[N]$	Síla od odbíhajícího pásu z bubnu
v	$[ms^{-1}]$	Rychlost pásu
v_j	$[ms^{-1}]$	Rychlost příslušná m_j
v_0	$[ms^{-1}]$	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu
W_K	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu
W_o	$[m^3]$	Průřezový modul v ohybu
α	$[rad]$	Úhel opásání
α_k	$[-]$	Vrubový součinitel
β	$[^\circ]$	Úhel stoupání dopravníku
β_o	$[-]$	Vrubový součinitel
δ	$[^\circ]$	Úhel sklonu dopravníku
η	$[^\circ]$	Sypný úhel
μ	$[-]$	Součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_1	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	$[-]$	Součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi
μ_3	$[-]$	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu
ξ	$[-]$	Součinitel rozběhu
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota materiálu
σ_C	$[MPa]$	Celkové kombinované napětí
σ_{DOV}	$[MPa]$	Dovolené napětí
σ_o	$[MPa]$	Ohybový moment
σ_t	$[MPa]$	Napětí v tahu
τ_K	$[MPa]$	Napětí v krutu
$\tau_{K\,dov}$	$[MPa]$	Dovolené napětí v krutu
φ	$[^\circ]$	Úhel svírající dva válečky
ψ	$[-]$	Faktor plnění
η	$[-]$	Účinnost
ω	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost hnacího bubnu
ω_M	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele motoru
ω_i	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost příslušná I_i
$\Delta\omega$	$[s^{-1}]$	Změna úhlové rychlosti



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry dopravního pásu	32
Tab. 2 Parametry dopravního pásu	33
Tab. 3 Parametry přepážky	33
Tab. 4 Parametry vlnovce	34
Tab. 5 Parametry hnacího bubnu	34
Tab. 6 Parametry hnaného bubnu	35
Tab. 7 Parametry pogumovaného válečku 133/89x1500.....	35
Tab. 8 Parametry hladkého válečku 89x1150/6204.....	35
Tab. 9 Parametry válečku 89x160/M16/6204 C3	35
Tab. 10 Parametry ohýbacích disků dolní stanice.....	36
Tab. 11 Parametry ohýbacích disků horní stanice	36
Tab. 12 Parametry ohýbacího bubnu	36
Tab. 13 Parametry přechodového oblouku	37
Tab. 14 Parametry čističe pásu	37
Tab. 15 Odpor jednotlivých čističů pásu	41
Tab. 16 Velikosti výslednic působících na bubny/disky.....	45
Tab. 17 Tah v pásu v jednotlivých bubnech	45
Tab. 18 Odpor v ložiskách bubnů	46
Tab. 19 Odpor ohybu pásu na bubnech.....	47
Tab. 20 Hodnoty tahů v pásu (finální přepočet)	48
Tab. 21 Elektromotor 180 MX/4 Nord	51
Tab. 22 Kuželočelní převodovka S9072.1 AZK.....	51
Tab. 23 Hodnoty momentů setrvačnosti jednotlivých částí dopravníku.....	53
Tab. 24 Hodnoty úhlových rychlostí jednotlivých částí dopravníku	53
Tab. 25 Velikosti výslednic působící na jednotlivé bubny/disky	70



SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA I

Sestavní výkres: Svislý pásový dopravník; č. v.: B-SSZ.SPD-M0000

PŘÍLOHA II:

Kusovník: Svislý pásový dopravník; č. v.: B-SSZ.SPD-M0001